UNTERSUCHUNGEN
ÜBER
FLUIDDYNAMISCHE ANREGUNGSMECHANISMEN
UND FLUIDELASTISCHE ERSCHEINUNGEN
AN DRUCKWASSERREAKTOR-MODELLEN

Der Technischen Fakultät
der Universität Erlangen-Nürnberg
zur Erlangung des Grades

Doktor-Ingenieur

vorgelegt
von

Ralf-Uwe Hartermann

Erlangen, 1981

1981 #382

Digitized by the Internet Archive
in 2026

https://archive.org/details/IA41546222_0016

UNTERSUCHUNGEN
ÜBER
FLUIDDYNAMISCHE ANREGUNGSMECHANISMEN
UND FLUIDELASTISCHE ERSCHEINUNGEN
AN DRUCKWASSERREAKTOR-MODELLEN

Der Technischen Fakultät
der Universität Erlangen-Nürnberg
zur Erlangung des Grades

D o k t o r - I n g e n i e u r

vorgelegt
von

Ralf-Uwe H a r t e r m a n n

Erlangen, 1981

UNIV.
LEIDEN
BIBL.

Als Dissertation genehmigt von
der Technischen Fakultät
der Universität Erlangen-Nürnberg

Tag der Einreichung:	18. 02. 1981
Tag der Promotion:	25. 05. 1981
Dekan:	Prof. Dr.-Ing. H. Niemann
Berichterstatter:	Prof. Dr.-Ing. O. Molerus
	Prof. Dr.-Ing. K. Leschonski

Vorwort

Die vorliegende Arbeit wurde am Institut für Apparatebau und Anlagentechnik der Technischen Universität Clausthal begonnen und am Lehrstuhl für Apparatetechnik und Anlagenbau der Universität Erlangen-Nürnberg fertiggestellt. Sie entstand im Rahmen eines vom Bundesministerium für Forschung und Technologie finanziell geförderten Vorhabens unter der Leitung von Herrn Professor Dr.-Ing. E. Klapp.

Mein besonderer Dank gilt

Herrn Professor Klapp für die Anregung zu dieser Arbeit sowie für richtungsweisende Ratschläge und Hinweise zu den durchgeführten Untersuchungen. Herr Professor Klapp verstarb am 28. Juni 1979.

Herrn Professor Dr.-Ing. O. Molerus, Lehrstuhl für Mechanische Verfahrenstechnik der Universität Erlangen-Nürnberg, und Herrn Professor Dr.-Ing. K. Leschonski, Institut für Mechanische Verfahrenstechnik der Technischen Universität Clausthal, für die bereitwillige Übernahme der Berichterstattung und der damit verbundenen Mühen sowie für die Beratung und Anleitung, durch die die vorliegende Arbeit zum Abschluß gebracht werden konnte.

Weiter danke ich

den Mitarbeitern des Lehrstuhls für Apparatetechnik und Anlagenbau, insbesondere Herrn Dipl.-Ing. R. Ernst für anregende Diskussionen und für seine stete Hilfsbereitschaft, dem Mechanikermeister K. Lehmann für den Einsatz bei der Fertigung und dem Aufbau der Versuchsanlagen und dem Techniker P. Horlomus für seine Verdienste um die Konstruktion der Modelle;

der Mechanischen Zentralwerkstatt der Universität Erlangen-Nürnberg für die Unterstützung bei der Fertigung der Anlagenkomponenten;

den Studenten, die mir bei der Durchführung und Auswertung der Experimente sehr geholfen haben. Hervorheben möchte ich hier die Herren A. Geiger und W. Schumann.

Inhaltsverzeichnis

		Seite
1.	Einführung	1
2.	Ziel der Arbeit - Stand des Wissens	6
2.1	Strukturschwingungen im Längsstrom	9
2.2	Strukturschwingungen im Querstrom	13
2.2.1	Wirbelanregung	13
2.2.2	Selbsterregte Schwingungen	17
2.3	Schwingungsmessungen am Primärkreislauf von Druckwasserreaktoren	22
2.4	Modellversuche in der Reaktortechnik	33
3.	Fluidelastische Instabilität	38
3.1	Fluidelastische Instabilität des Thermischen Schildes	40
4.	Ähnlichkeitsmechanik	46
4.1	Reduzierte Schwingfrequenzen	46
4.2	Reduzierte Spannungen	47
4.3	Fluiddynamische Kennzahlen (Ankopplung an die Struktur, turbulente Wand-Druckschwankungen)	48
4.5	Folgerungen für den Bau der Versuchsmodelle - Untersuchungsprogramm	51
5.	Versuchsanlagen	53
5.1	Fluiddynamische Versuchsanlage (Strömungsmodell)	53
5.2	Fluidelastische Modellanlage (Strömungs- und Schwingungsmodell)	55
5.3	Versuchsmodelle	61
5.3.1	Reaktordruckbehälter	64
5.3.2	Kernbehälter und Kernumfassung	65
5.3.3	Unterer Rost und Kernbereich	66
5.3.4	Oberes Kerngerüst	67
5.3.5	Fluiddynamisches Modell	68
5.4	Meßinstrumentierung	69

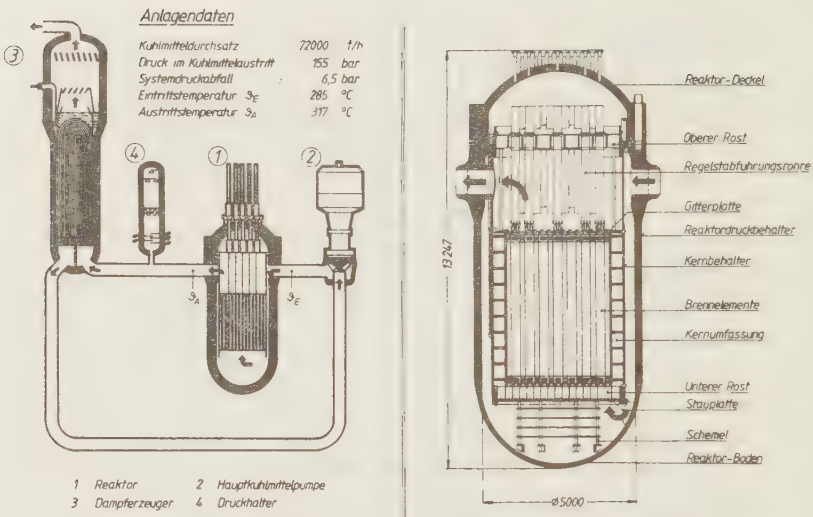
6.	Meßdatenerfassung und Meßdatenverarbeitung. . .	72
6.1	Meßgeber und Meßverstärker	72
6.1.1	Druckgeber	74
6.1.2	Meßgeber für Bewegungsgrößen	75
6.2	Registrierung der Meßsignale	75
6.3	Verarbeitung der Meßsignale	77
7.	Versuchsergebnisse	80
7.1	Versuchsergebnisse am fluiddynamischen Modell	80
7.1.1	Bezeichnung der Meßstellen	80
7.1.2	Meßergebnisse	81
7.1.2.1	Meßergebnisse bei unterschiedlicher Ankopplung des Radialventilators an das Modell	87
7.1.2.2	Meßergebnisse für durchströmte und/oder beschallte Versuche	89
7.1.2.3	Akustische Resonanzerscheinungen	92
7.1.3	Zusammenfassung der am fluiddynamischen Modell erzielten Ergebnisse	97
7.2	Versuchsergebnisse am fluidelastischen Modell	99
7.2.1	Bezeichnung der Meßstellen	99
7.2.2	Einfluß der Reynolds-Zahl auf Meßsignale . . .	99
7.2.3	Wand-Druckspektren am fluidelastischen Modell	103
7.2.4	Pendelbewegungen des Druck- und Kernbehälters	109
7.3	Ähnlichkeitsbetrachtungen über turbulente Wand-Druckschwankungen	113
7.3.1	Fluiddynamisches Modell/Fluidelastisches Modell	113
7.3.2	Modell/Großausführung	116
8.	Zusammenfassung	118
9.	Verwendete Formelzeichen und Symbole	120
10.	Literaturverzeichnis	124

1.Einführung

In den für den Apparate- und Anlagenbau geltenden Regelwerken wird auf eine mögliche Gefährdung mechanischer Strukturen durch strömungsangeregte Schwingungen hingewiesen. Meistens wird empfohlen , gegebenenfalls durch zusätzliche Dämpfung, Schwingungsisolierung, Versteifung oder modifizierte Auflager nach "Gefühl" und "Erfahrung" nachträglich Abhilfemaßnahmen zu schaffen. Nach Wissen des Verfassers existieren über strömungsangeregte Strukturschwingungen im Apparate- und Anlagenbau noch keine Fachbücher. Daher ist das in Jahrzehnten über diese Problematik angesammelte Wissen verstreut in Fachzeitschriften verschiedener technisch-naturwissenschaftlicher Disziplinen zu finden. Wertvolle Hinweise zum Verständnis von strömungsangeregten Strukturschwingungen geben einige Standardwerke aus dem Bereich der Aeroelastizität [1, 2, 3], der Bauwerkdynamik [4, 5], der Technischen Akustik [6, 7, 8] sowie zusammenfassend veröffentlichte Symposiumsberichte zu diesem Thema [9, 10, 11].

Vor dem Hintergrund nicht befriedigender Kenntnisse über das Zusammenspiel von Strömungsanregung und Strukturbewegung in Anlagen sind die Bemühungen der Kernreaktortechnik zu sehen, durch eine intensive Forschung denkbare Sicherheitsrisiken auf diesem Gebiet auszuschalten. Dazu muß allgemein bemerkt werden, daß Sicherheitsrisiko und Sicherheitsbedürfnis in der Reaktortechnik nach wie vor in starkem Maß subjektiv geprägte Züge aufweisen. Wegen der zentralen Bedeutung des Primär-Kühlkreislaufs sowohl für die Funktion (Kühlung der Brennelemente und Auskopplung der thermischen Energie) als auch für die Betriebs- und Umweltsicherheit solcher Anlagen wurden theoretische und experimentelle Untersuchungen vorrangig an Primärkreislauf-Komponenten und hier insbesondere am Reaktordruckbehälter mit seinen Kerneinbauten durchgeführt.

Bild 1 zeigt als Übersichtsskizze den nuklearen Teil eines Druckwasser-Reaktors (DWR) der heute üblichen Bauform und



Darstellung von einem der vier am Umfang des Reaktors angeordneten Primär-Kühlkreisläufe

Reaktordruckbehälter mit Kerneinbauten

Bild 1: (Quelle: [12])

informiert über einige Auslegungsdaten für den Vollast-Betrieb einer 1200 MWe-Anlage. Im Vergleich zu herkömmlichen Chemieanlagen sind die Kühlwassergeschwindigkeiten hier um annähernd eine Größenordnung höher, wobei, bezogen auf den Rohrleitungsdurchmesser, Reynolds-Zahlen von mehr als 10^8 bei Strömungsgeschwindigkeiten zwischen 10 m/s bis zu 15 m/s und Temperaturen um 300 °C erreicht werden. Diese Anlagen werden mit zwei, drei oder auch vier angeschlossenen Primär-Kühlkreisläufen (im folgenden jeweils als "Loop" bezeichnet) betrieben. Weiter informiert Bild 1 über die Bezeichnung von wichtigen Kerneinbauten und gibt einen Eindruck von den Abmessungen des Reaktordruckbehälters sowie von der Führung der Hauptkühlmittelströmung durch den Reaktor. Im Rahmen dieser Arbeit ist ausschließlich dieser Reaktortyp als 4-Loop-Anlage Gegenstand der Untersuchungen.

In den stoffumwandelnden Industrien wird ein "Schwingungsnachweis" im Projektierungsstadium voerst nicht in jedem Fall für notwendig gehalten. Dagegen soll in der Reaktortechnik der "Schwingungsnachweis" bereits vor Erteilung der Betriebserlaubnis geführt werden [13]. Er wird experimentell in einer vorgeschalteten Probebetriebsphase an der fertiggestellten Reaktoranlage, in der der Primärkreislauf sowohl warm als auch kalt gefahren wird, mit Hilfe einer umfangreichen und eigens für diesen Zweck eingebauten Meßinstrumentierung erbracht. Sie besteht aus Aufnehmern, die ein Messen von zeitlich veränderlichen Bewegungsgrößen, Dehnungen und Drücken an bzw. auf Primärkreislauf-Strukturen ermöglichen [14]. Es steht außer Frage, daß derartig aufwendige Versuchs- und Meßprogramme notwendig sind und aufgrund von Erfahrungen aktualisiert werden müssen, solange einerseits hinreichend aussagekräftige Schadensstatistiken noch nicht zur Verfügung stehen können und andererseits die Tendenz zum Bau größerer Anlagen mit steigenden spezifischen Kühlmitteldurchsätzen anhält [15]. Neu zu errichtende Anlagen werden daher im Genehmigungsverfahren häufig als Prototypen angesehen, obwohl in der einschlägigen Industrie Bemühungen zur Standardisierung unverkennbar sind [16].

Die an Großanlagen im Probebetrieb durchgeführten Messungen besitzen einen hohen Aussagewert. Der experimentelle Aufwand ist jedoch beträchtlich und die Reaktoranlage steht für diese Messungen nur zeitlich begrenzt zur Verfügung. Im Hinblick auf eine Klärung der hier angesprochenen Problematik ist es daher naheliegend - als Ergänzung zu Messungen in der Probebetriebsphase - zu prüfen, welchen Beitrag Modellversuche zum Verständnis von strömungsverursachten Anregungsmechanismen für einen Anlagentyp leisten können und inwieweit sich darüber hinaus vielleicht quantitative Maßstäbe für eine Übertragung von Meßergebnissen ableiten lassen. Den Vorteilen, die eine Modell-Versuchsanlage bietet, stehen Nachteile in Form von Ähnlichkeitsdefekten gegenüber, die teils grundsätzlicher Natur sind teils aber auch im Hinblick

auf eine "praktikable" Modelltechnik eingeführt werden müssen. Es sei jedoch daran erinnert, daß die vergleichsweise schnellen Erfolge in der Raumfahrt ohne die Anwendung experimenteller Modell- und Simulationstechniken [17, 18, 19] kaum vorstellbar wären.

Ein wesentlicher Gesichtspunkt für den Bau einer Modellanlage entstand weiter aus der Erkenntnis, daß die Entwicklung von Überwachungstechniken zur Schadensfrüherkennung während des Leistungsbetriebs von Reaktoranlagen zunehmend an Bedeutung gewinnt [20]. Aufbauend auf dem Kenntnisstand, den die umfangreichere Meßinstrumentierung während der Probebetriebsphase über das Schwingungsverhalten der Anlagenstruktur vermittelt, werden die Meßsignale von Gebern, die auch im Leistungsbetrieb an gleicher Position erhalten bleiben können, ständig überwacht und mit den Versuchsergebnissen der Probebetriebsphase verglichen. Diese Meßstellen sind außerhalb des Reaktordruckbehälters angeordnet und hier an Meßpositionen, die von außen zugänglich und vom Informationsgehalt her günstig gelegen sind. Das "Innenleben" des Reaktors soll dadurch im Leistungsbetrieb von außen kontrolliert und sich abzeichnende Veränderungen in den Meßsignalen bereits im Frühstadium erkannt und auf die Ursache zurückgeführt werden. Der Prototyp eines Schwingungsüberwachungs-Systems wurde am Gemeinschaftskernkraftwerk Neckar (GKN) installiert. Neben der direkten Schwingungsinformation von Absolutwegaufnehmern (z.B. am Reaktordeckel) und Relativwegaufnehmern (z.B. am äußeren Versorgungssystem des Reaktordruckbehälters) stehen dafür weitere Rauschsignale von Druckaufnehmern (z.B. am Loop) und Detektoren für die Messung des Neutronenflußrauschens zur Verfügung. Vorausgegangen waren umfangreiche und ebenfalls in Richtung auf eine Schwingungsüberwachung zielende Meßprogramme an vorher in Betrieb genommene Reaktoranlagen [21, 22, 23]. Zu der Schwingungsüberwachung kann die experimentelle Modelltechnik insofern beitragen, als sich die dynamischen Eigenschaften von einzelnen Kerneinbauten bei voller Instrumentierung des Mo-

dells gezielt verändern lassen. Es besteht dann die Möglichkeit, zu überprüfen, inwieweit Informationen über derartige Veränderungen an der Modellanlage auch in den Meßsignalen der entfernter gelegenen und von außen zugänglichen Meßpositionen nachweisbar sind.

Die technisch-wirtschaftliche Bedeutung der in dieser Arbeit behandelten Aufgabe ergibt sich aus der Notwendigkeit, für das Betreiben von Kernreaktoranlagen in allen Bereichen ein Höchstmaß an Sicherheit zu fordern und zu gewährleisten. Die vorliegende Arbeit ist daher als ein erster Schritt und auch als ein Versuch anzusehen, mit der experimentellen Modelltechnik als Hilfsmittel zum Verständnis von fluidelastischen Erscheinungen und den eng damit zusammenhängenden Fragen nach möglichen strömungsangeregten Strukturschwingungen in Reaktoranlagen beizutragen. Die Fluidelastizität umfaßt die simultane Betrachtung der Wechselwirkung zwischen den Bewegungen des Fluids und der mechanischen Struktur. In den folgenden Ausführungen soll die Aufgabenstellung erläutert und auf die Problematik von strömungsangeregten Schwingungen eingegangen werden.

2. Ziel der Arbeit - Stand des Wissens

Die Ursache für strömungsangeregte Schwingungen sind Druckschwankungen im Strömungsfeld, die die angrenzende mechanische Struktur dynamisch belasten. Die Druckschwankungen entstehen beim Durchströmen einer Anlage in der Anlage selbst; sie werden darüber hinaus dem Strömungsmedium von den Antrieben her aufgeprägt. Als mögliche Entstehungsursachen werden genannt [15, 24, 25, 26]:

- Periodische Strömungsablösungen, z.B. an Querschnittserweiterungen, die wie stark erweiterte Diffusoren wirken, oder an Umlenkungen mit ungleichförmiger Strömungsverteilung;
- Instabile Strömungsverzweigungen, insbesondere solche mit geometrisch nicht eindeutig fixierbarem Verzweigungspunkt, wie bei der Strömungsverteilung in Umfangsrichtung hinter dem Einlaufstutzen des Reaktordruckbehälters;
- Geometrisch nicht festgelegte Staupunkte bzw. Staulinien beim Zusammenführen des Strömungsmediums in nachgelagerten Strömungsräumen, wie im Ringspalt zwischen Druck- und Kernbehälter oder in der Umlenkzone des Reaktorbodens;
- Turbulente Druckschwankungen;
- Von der Strukturbewegung induzierte Druckschwankungen;
- Wirbelablösungen an querangeströmten Strukturen im Bereich unterkritischer Reynoldszahlen;
- Pulsationen des Pumpendrucks und stehende (akustische) Druckwellen, z.B. im äußeren Versorgungssystem des Reaktordruckbehälters.

Die Unkenntnis über die Vielfalt der möglichen und die davon wiederum wesentlichen Erscheinungen muß zwangsläufig zu Unklarheiten bezüglich des notwendigen Aufwands bei der Festlegung eines Instrumentierungsplans für eine Großanlage, beim Erstellen einer Modellanlage und bei der Entwicklung von theoretischen Modellvorstellungen führen. Damit lassen sich schon von den Ursachen her über strömungsangeregte

Strukturschwingungen im Apparate- und Anlagenbau kaum verallgemeinerungsfähige Aussagen ableiten; dieses erklärt die anwendungsorientierte und weitgehend empirische Vorgehensweise, wie sie im Chemieanlagenbau auf diesem Gebiet praktiziert wird [27].

In umfangreichen Forschungsprogrammen konnten wertvollle Erkenntnisse über strömungsangeregte Strukturschwingungen in Reaktoranlagen gewonnen werden. Nachfolgend wird anhand einiger Beispiele darüber berichtet. Mit der Fülle von Ergebnissen wuchs auch das Wissen um die Vielzahl der vorhandenen Einflußgrößen und die daraus resultierenden Schwierigkeiten, Strukturschwingungen in einem mehrfach gekoppelten, fluiddurchströmten System experimentell zu untersuchen: Jede Teilstruktur einer Anlage sowie der von ihr begrenzte Strömungsraum sind für sich schwingungsfähige Gebilde, die sich gegenseitig beeinflussen können und die darüber hinaus mit anderen Teilstrukturen der Anlage, mit den Antrieben und mit der Umgebung zusammenwirken.

Systematische Untersuchungen von strömungsangeregten Strukturschwingungen wurden notwendig, als bei einer ganzen Generation von Reaktoranlagen (z.B. Big Rock Point, Yankee, KWO, SENA, Trino) Schwingungsprobleme, deren Ursache in der Hauptkühlmittelströmung gesehen wurde, auftraten. Kostspielige Änderungen an bereits fertiggestellten Reaktoranlagen waren die Folge. Ein umfangreiches Schrifttum gegen Ende der 60er und zu Beginn der 70er Jahre [28, 29, 30] gibt darüber Auskunft. In dieser Zeit entstand die Veranlassung zu der vorliegenden Arbeit. Dahinter stand der Wunsch, praxisnahe Aussagen über die Bedeutung der Strömungsanregung in Reaktoranlagen zu gewinnen, und die Erkenntnis, daß sich strömungsverursachte Schwingungen von Teilstrukturen in Anlagen nicht isoliert vom Verhalten der Gesamtanlage behandeln lassen. Gegenstand der Untersuchungen sind daher zwei aus Teil-

systemen (Rohrleitungen, Reaktordruckbehälter, Kernbehälter, Kreiselpumpen usw.) bestehende Modellanlagen. Die Aufgabenstellung umfaßt im einzelnen:

- Projektierung, Konstruktion, Aufbau und Instrumentierung von zwei Versuchsanlagen, bei denen der Reaktordruckbehälter eines Druckwasser-Reaktors mit Kerneinbauten einer Großausführung geometrisch ähnlich (Maßstab ≈ 1 : 10) nachgebaut ist:
  a) eine mit Luft als Strömungsmedium betriebene Modellanlage ("fluiddynamisches Modell") für reine Strömungsversuche;
  b) eine mit Wasser als Strömungsmedium betriebene Modellanlage ("fluidelastisches Modell") für Schwingungs- und Strömungsversuche;
- Die Durchführung von Messungen an den Modellen mit dem Ziel, die Erregung von Strukturschwingungen infolge strömungsverursachter Anregungsmechanismen zu erkennen;
- Der Aufbau eines für die Untersuchungen geeigneten Meßwerterfassungs- und Meßwertverarbeitungssystems;
- Ein Vergleich von Modell-Meßwerten mit den an entsprechenden Großanlagen gemessenen Werten, soweit diese der Öffentlichkeit bekannt sind.

In den nachfolgenden Ausführungen wird anhand einiger Beispiele über strömungsangeregte Strukturschwingungen berichtet. Die vom Stoffumfang her gebotene Begrenzung ermöglicht keine umfassende Darstellung. Dennoch soll versucht werden, einige Erkenntnisse aus der Grundlagenforschung in die Ausführungen mit einzubeziehen. Daran anschließend wird bei der Entwicklung einer fluidelastischen Modellvorstellung der Frage nachgegangen, unter welchen Voraussetzungen die Strömungsanregung für Schwingungen der Anlagenstruktur gefährlich werden kann. Nach der Darstellung des ähnlichkeitsmechanischen Hintergrundes stehen dann die Versuchsanlagen, Fragen der Meßwerterfassung, Meßwertverarbeitung und Meßwertverdichtung sowie die Darstellung und Diskussion von Meßergebnissen im Mittelpunkt.

2.1 Strukturschwingungen im Längsstrom

Durch Untersuchungen an achsparallel angeströmten Rohren bzw. Stäben und ihre Anordnung in einem Bündel sollte sichergestellt werden, daß die Hüllrohre von Brennstäben, die mit Hilfe von federnden Abstandshaltern zu einem Brennelement zusammengefaßt sind [12], auch bei Wassergeschwindigkeiten von über 10 m/s nicht durch Abrieb in den Auflagern oder durch Werkstoffermüdung vorzeitig geschädigt werden. Die strömungsverursachte Anregung entsteht durch turbulente Druckschwankungen, die auf die Rohroberfläche wirken. Wegen des statistischen Charakters der Anregung führt das Rohr fremdangeregte, schmalbandige Zufallsschwingungen aus, bei denen die erste Eigenfrequenz dominiert. Bild 2 zeigt eine Korrelation der zu erwartenden maximalen Schwingamplitude. Der empirischen Gleichung ist folgendes zu entnehmen:

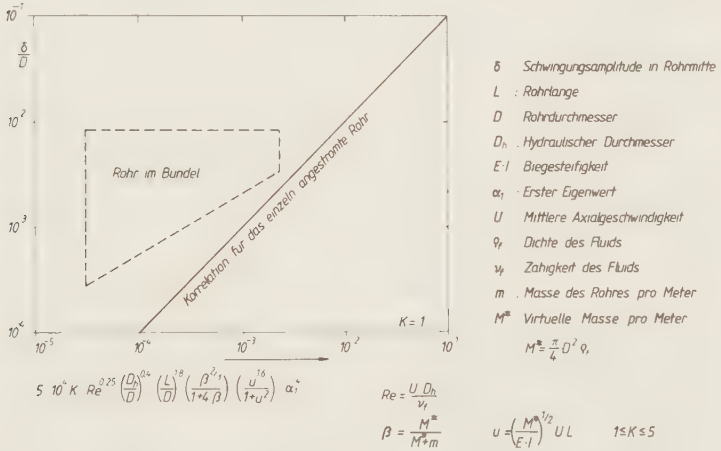


Bild 2: Maximale Schwingamplituden am längsangeströmten Rohr (Quelle: [31])

- Zu Ihrer Herleitung ist ein beträchtlicher experimenteller Aufwand erforderlich, weil viele Einflußgrößen über den technisch interessierenden Bereich und nach Möglichkeit unabhängig voneinander variiert werden müssen;

- Sie zeigt, daß beim Einzelrohr und verstärkt im Rohrbündel mit größeren Abweichungen zu rechnen ist, die hier für das Einzelrohr mit dem Faktor K erfaßt werden; $K \leq 1$ gilt für "ideale" und $K \approx 5$ für "technische" Versuchsbedingungen.

Die Abweichungen in den Versuchsergebnissen verschiedener Autoren resultieren aus einer mehr oder weniger anlagenspezifischen Färbung der Meßwerte. Durch die Führung von Rohrleitungen, die Anordnung von Ventilen, die Wahl der Pumpen, die Betriebsweise (offener oder geschlossener Test-Kreislauf) sowie die Anbindung an die Umgebung entstehen in jeder Anlage neben der Nahfeldanregung infolge der Turbulenz auch Fernfeldanregungen, die sowohl über das Fluid als auch über die Struktur und über Grund auf das Untersuchungsobjekt einwirken können. Einen Eindruck davon gibt Bild 3.

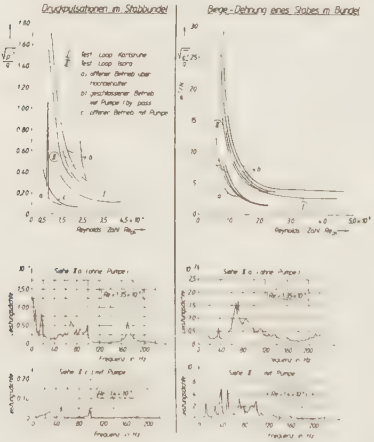


Bild 3:

Beeinflussung von Meßergebnissen durch den Versuchskreislauf für ein längsangeströmtes Stabbündel.
(Quelle: [32])

Gegenübergestellt sind Versuchsergebnisse an ein und demselben Stabbündel in zwei verschiedenen Test-Kreisläufen. Wie unter IIa, b, c, angegeben, konnten die Versuche in der einen Anlage vom Betrieb her variabler gefahren werden. Die oberen beiden Diagramme zeigen in Abhängigkeit von der Reynolds-Zahl die auf den Staudruck bezogenen Effektivwerte der

Druckschwankung in der Teststrecke sowie die Dehnung eines Stabes im Bündel. Bei gleicher Reynolds-Zahl ergeben sich im Druck Unterschiede bis zum Faktor 10 und bei der Dehnung, zu der nur der Differenzdruck über den Stabumfang beiträgt, bis zum Faktor 3. Im unteren Teil von Bild 3 sind jeweils zwei Leistungsdichtespektren bei annähernd gleicher Reynolds-Zahl gegenübergestellt; der eine Betriebsfall ohne Pumpe, der andere mit Pumpe. Auch in den Dehnungsspektren ist der starke Einfluß der Pumpe auf das Untersuchungsobjekt, dessen erste Eigenfrequenz bei ≈ 70 Hz liegt, zu erkennen.

Entsprechend der im Rahmen einer linearen Theorie entwickelten Vorgehensweise für die Behandlung von Zufallsschwingungen [33] wurden die Druckpulsationsanregung (Eingang) und die Strukturantwort (Ausgang) in ihrer orts- und frequenzabhängigen Amplitudenverteilung in Form von Spektraldichtefunktionen beschrieben und über die mechanische Übertragungsfunktion der Struktur miteinander verknüpft. Gelingt es durch Messen der Ein- und Ausgangsgrößen für das einzelne, achsparallel angeströmte Rohr analytische Modellvorstellungen bezüglich der Übertragungsfunktion noch experimentell zu verifizieren [34], so ist das bei einer Anordnung von drei Rohren in der Teststrecke nicht mehr der Fall [35]. Ein reproduzierbarer Amplitudenfrequenzgang für ein Rohr konnte im Standschwingungsversuch gemessen werden, wenn die beiden anderen Rohre blockiert waren, wobei die Resonanzfrequenz von der Dämpfung beeinflußt wird, die ihrerseits stark von der Rohrteilung abhängt. Es leuchtet ein, daß die Übertragungseigenschaften des Stabes in einem Bündel richtungsabhängig werden, die Anregung über den Rohrumfang nicht mehr symmetrisch verteilt ist und bei kleineren Teilungen die dynamischen Eigenschaften des Bündels als Ganzes dominieren.

Parallel zu dieser systemtheoretisch orientierten Vorgehensweise konnte für das achsparallel angeströmte Einzelrohr durch Anwendung der in der Technischen Mechanik bekannten

"synthetischen Methode" die die Rohrauslenkung beschreibenden Differentialgleichung abgeleitet und für eine hinreichend breite Klasse von Randbedingungen unter Hinzunahme von empirisch gefundenen Abhängigkeiten (Dämpfung, Erregerfunktion) gelöst werden [36].

Die hier angeführten Beispiele aus dem umfangreichen Schrifttum auf diesem Gebiet sollen im Hinblick auf diese Arbeit folgendes verdeutlichen:

- Bei entsprechend hohen Sicherheitsanforderungen sind Untersuchungen von strömungsangeregten Strukturschwingungen auch dann notwendig, wenn von der Anregung her Leistungsdichten realisiert werden, für die aussagekräftige Schadensstatistiken noch erarbeitet werden müssen;
- Die Frage nach der Übertragbarkeit von Meßergebnissen auf andere, geometrisch ähnliche Situationen ist nicht nur im Zusammenhang mit maßstäblichen Veränderungen zu sehen; sie ist auch dann zu beantworten, wenn 1 : 1 Teilstrukturen aus der Anlage herausgelöst und in Test-Kreisläufen gesondert untersucht werden.

Die in diesem Abschnitt behandelte Turbulenzanregung ist nicht nur bei reinem Längsstrom sondern bei nahezu allen "technischen" Strömungskonfigurationen in fluiddurchströmten Anlagen vorhanden. Gelegentlich wird dieser Anregungsmechanismus wegen seiner ebenfalls stochastischen Erscheinungsform unter dem Sammelbegriff "Buffeting" mitverstanden. Als "Buffeting" werden die Anregungsmechanismen bezeichnet, die von der betrachteten Struktur aus stromaufwärts durch vorgelagerte Strömungsräume oder durch die Umströmung von vorgelagerten Strukturen entstehen. Kennzeichnend dafür ist, daß ein breitbandiges Anregungsangebot die Struktur dynamisch belastet und, unabhängig von ihrer Bewegung, in dem sie umgebenden Strömungsfeld vorhanden ist. Die Strukturantwort entspricht - ähnlich wie bei einem Frequenzbandfilter - dem Verlauf ihrer Vergrößerungsfunktion. Ein weiteres, für die

Anregung typisches Merkmal besteht darin, daß - entsprechend den statischen Strömungskräften - die Schwingamplitude der Struktur annähernd quadratisch mit der Strömungsgeschwindigkeit ansteigt [37].

2.2 Strukturschwingungen im Querstrom

Andere Erscheinungsformen von strömungsangeregten Schwingungen sind bei querangeströmten Strukturen auch schon am Einzelobjekt zu beobachten. Hier soll darüber berichtet werden, weil Strukturschwingungen im Querstrom fremdangeregt, bewegungskontrolliert und auch selbstinduziert sein können. In nahezu allen Anlagen werden Apparatestrukturen zumindest bereichsweise querangeströmt. So liegen (siehe Bild 1) der Schemel und die im Strömungsaustritt aus dem Reaktor angeordneten Regelstabführungsrohre teilweise im Querstrom. Unklarheiten bei der schwingungssicheren Auslegung der Rohre im Dampferzeuger haben zu einer kritischen Überprüfung der Anregungsmechanismen in querangeströmten Rohrbündeln geführt [38, 39, 40].

2.2.1 Wirbelanregung

Es ist bekannt, daß sich von einem querangeströmten, stumpfen Widerstandskörper alternierend von der Ober- und Unterseite Wirbel ablösen können, die zu Druckschwankungen auf der Körperoberfläche führen. Daraus resultieren in weiten Strömungsbereichen mehr oder weniger schmalbandige Anregungskräfte mit einer vorrangig quer zur Anströmrichtung wirkenden Komponente. Die Wirbelablösefrequenz f_f geht in die nach STROUHAL benannten dimensionslosen Parameter

$$\text{Strouhal-Zahl} \triangleq Sr = \frac{f_f \cdot L}{U} \qquad (2.1)$$

ein. Der Quotient L/U bezeichnet eine systemspezifische Zeit, die sich als Verhältnis einer für die Wirbelablösung charakteristischen Strukturabmessung L (für ein querangeströmtes Rohr ist das der Rohraußendurchmesser D) und Strömungsgeschwindigkeit U ergibt. Die Strouhal-Zahl besitzt nur dann Zahlenwerte $Sr \neq 1$, wenn in Frequenzspektren der Nach-

laufströmung oder auch in Druckpulsations-Spektren auf der Körperoberfläche eine Wirbelablösefrequenz noch definierbar ist [41].

Die Strouhal-Zahl hängt von der Profilgeometrie, bei nichtkreissymmetrischen Querschnitten von der Anströmrichtung sowie vom seitlichen Abstand der Strömungsbegrenzung parallel zur Profilachse ("blockage") ab. Eine Verengung des freien Strömungsquerschnittes zwischen einem vorgegebenen Profil und der seitlichen Begrenzung führt bei gleicher Anströmgeschwindigkeit zu einer größeren Strouhal-Zahl [42]. Bei der Umströmung eines zylindrischen Querschnitts wird die Wirbelablösung durch Grenzschichteffekte beeinflußt, so daß die Strouhal-Zahl auch noch von der Reynolds-Zahl $Re = U \cdot L/\nu_f$ sowie von der Oberflächenrauhigkeit und dem Turbulenzgrad der Anströmung abhängt. Bei prismatischen Widerstandsprofilen mit geometrisch vorgegebenen scharfen Ablösekanten sind dagegen Grenzschichteffekte und der damit verbundene Einfluß der Reynolds-Zahl auf die Wirbelablösung von geringer Bedeutung [3]. Da die im Apparatebau verwendeten Strukturen selten stromlinienförmige Gestalt haben, ist es häufig nicht erforderlich, für Strömungsversuche an stark maßstabsreduzierten Modellen die gleiche Reynolds-Zahl wie an der Großausführung zu fordern.

Der durch die Wirbelablösung induzierte dynamische Quertriebsbeiwert c_q wird analog zu dem in Strömungsrichtung wirkenden Widerstandsbeiwert in Form von

$$c_q = \frac{\Delta p_q}{\frac{\rho_f}{2} U^2} \qquad (2.2)$$

definiert. Hierbei bedeuten Δp_q die auf die Profiloberfläche quer zur Anströmrichtung wirkende zeitlich veränderliche Druckdifferenz auf die entsprechende Fläche A und ρ_f die Dichte des Fluids. Die c_q-Werte hängen ebenfalls von den vorgenannten Einflußgrößen ab und werden in Form von Spitzen- oder R.M.S.-Werten gemessen. Für den starren Einzelzylinder

streuen die in der Literatur mitgeteilten c_q-Werte zwischen 0,5 und 2, d.h. die Quertriebskräfte liegen in der Größenordnung des Staudrucks. Neben dem Einfluß der Turbulenz und der Oberflächenrauhigkeit ist die Streuung der Meßwerte darauf zurückzuführen, daß die Wirbelablösung gleichphasig nur über eine axiale Länge von wenigen Zylinderdurchmessern erfolgt. Messungen von Korrelationslängen weisen auf einen Einfluß der Gesamtlänge des Zylinders sowie die Ausbildung seiner axialen Begrenzung hin [43].

Von der Struktur aus gesehen führen wirbelinduzierte Kräfte zu fremdangeregten Schwingungen; diese Kräfte sind auch an einer starren Struktur meßbar. Wird die Fiktion der starren Struktur aufgegeben, so erweist es sich für die experimentelle Vorgehensweise als zweckmäßig, den Quertriebsbeiwert, der nunmehr ebenso wie die Strouhal-Zahl zusätzlich noch von der Schwingungsamplitude beeinflußt wird, als nicht-linearen harmonischen Ansatz komplex in der Form

$$c_q = \bar{c}_q e^{i2\pi f_f t} = \left(\bar{c}'_q + i \cdot \bar{c}''_q\right) e^{i2\pi f_f t} \qquad (2.3)$$

darzustellen [44]. Von besonderem Interesse ist der in Richtung der Schwinggeschwindigkeit wirkende imaginäre Anteil $\bar{c}''_q$, der, je nach Vorzeichen, eine fluiddynamische Dämpfung ($\bar{c}''_q < 0$) oder eine fluiddynamische Anregung ($\bar{c}''_q > 0$) bewirkt. Dagegen beeinflußt der Realteil $\bar{c}'_q$ im Sinne einer fluiddynamischen Steifigkeit bei dichteren Fluiden die Eigenfrequenz $f_{s,n}$ der elastischen Struktur. In Abhängigkeit von der reduzierten Strukturschwingfrequenz $f_{s,n} \cdot D/U$ zeigen die Meßergebnisse am Kreiszylinder im technisch wichtigen Bereich unterkritischer Reynolds-Zahlen ($500 < Re < 2.10^5$; $Sr = 0{,}212\ (1-12{,}7/Re)$ [45]) eine resonanzähnliche Vergrößerung der $\bar{c}''_q$-Werte bis hin zu $\bar{c}''_q \approx 0{,}32$ [44]. Der Extremwert wird von der Schwingamplitude im Bereich $0 < \xi < 0{,}1.D$ nur wenig beeinflußt und dann beobachtet, wenn die Wirbelablösefrequenz f_f und die Struktureigenfrequenz $f_{s,n}$ nahezu über-

einstimmen. Positive $\overline{c}''_q$ - Werte treten nur im Bereich $0{,}1 < \frac{f_{s,n} \cdot D}{U} < 0{,}25$ auf, d. h. für Strukturschwingungen außerhalb dieses Bereichs wirken die wirbelinduzierten Kräfte zusätzlich dämpfend. Kennzeichnend für diesen fluidelastischen Resonanzfall ist, daß der schwingende Zylinder und sein Nachlauf zusammen in diesem Bereich ein nicht-lineares Verhalten mit bewegungskontrollierten Eigenschaften zeigen [46].

Es wurde versucht, die schwingungssichere Auslegung von Rohrbündelwärmeaustauschern auf dem am Einzelobjekt beobachteten Phänomen der Wirbelablösung aufzubauen und die Strouhal-Zahl in Abhängigkeit von der Quer- und Längsteilung des Bündels darzustellen [47]. Jedoch zeigen die von verschiedenen Autoren gemessenen Strouhal-Zahlen größere Streubereiche, so daß sie für eine nicht zu konservative Festlegung der maximalen Anströmgeschwindigkeit, bei der die Wirbelablösefrequenz mit Sicherheit außerhalb des Resonanzbereichs der Rohre liegt, ungeeignet erscheinen [48]. Bei dichteren Strömungsmedien wie Wasser konnten schmalbandige Wirbelablösungen im Inneren von Rohrbündeln bei kleineren Teilungsverhältnissen bislang nicht nachgewiesen werden [49]. Sie sind u.U. nur für die der Anströmung ausgesetzten ersten beiden Rohrreihen von Bedeutung. Aber auch hier zeigen Meßergebnisse an einem mantelraumseitig mit Wasser betriebenen Wärmetauscher für das der Einlaufströmung ausgesetzte erste Rohr kontinuierlich mit der Einströmgeschwindigkeit anwachsende Schwingamplituden ohne eine signifikant meßbare Resonanzerhöhung [50]. Der Rohrmittelpunkt beschreibt ellipsen-ähnliche Bahnen, bei denen sich die Richtung der Hauptachsen ohne eine bevorzugte Schwingrichtung zufällig ändert. Auch Druckschwankungsmessungen auf der Oberfläche von Regelstabführungsrohren an einem mit Luft als Strömungsmedium betriebenen Siedewasserreaktor-Modell zeigen in dem überwiegend querangeströmten Bereich der ersten Rohrreihe keine als Wirbelablösung interpretierbare Frequenz in den Spektren [51]. Der Spektraldichteverlauf der Druckschwankungen ist breitbandig stochastisch mit kontinuierlich abfallender Tendenz zu höheren Frequenzen hin.

Schmalbandige Wirbelablösungen in den der Anströmung ausgesetzten ersten Rohrreihen können nicht isoliert von der Einlaufgeometrie und den dadurch beeinflußten Anströmverhältnissen gesehen werden. Sie entsprechen bei den beiden letztgenannten Beispielen nicht denen eines ideal querangeströmten Bündels. Diese Voraussetzung ist dagegen bei Versuchen in Wasser- oder Windkanälen erfüllbar, so daß die für Wirbelablöseerscheinungen typische Resonanzüberhöhung der Strukturantwort bei der kritischen Anströmgeschwindigkeit auch nachgewiesen werden konnte [52]. Offensichtlich wird die Ausbildung einer geordneten Wirbelanregung in einem ungeordneten Strömungsfeld (hohe Turbulenzintensität, dreidimensional) unwahrscheinlicher, solange nicht andere Kontrollmechanismen zur Aufrechterhaltung der Ordnung wirksam beitragen. Ein solcher Mechanismus kann die Strukturbewegung selbst sein, die im angeführten fluidelastischen Resonanzfall am Einzelrohr schon bei kleinen Schwingamplituden eine in Achsrichtung korreliertere Wirbelablösung begünstigt [53].

2.2.2 Selbsterregte Schwingungen

Als Beispiel soll hier über Erscheinungen berichtet werden, die für galloping-erregte Strukturschwingungen charakteristisch sind. Dabei handelt es sich um einen von der Strukturbewegung selbst induzierten Anregungsmechanismus. Er entsteht durch Rotations- oder Transversalschwingbewegungen quer zur Anströmrichtung, wenn die durch die Strukturbewegung erzeugte Quertriebskraft in Richtung der Schwinggeschwindigkeit wirkt. Diese Neigung zur dynamischen Instabilität zeigen einige technisch wichtigen Profile [54, 55]. Auch in diesem Fall ist die Reynolds-Zahl von untergeordneter Bedeutung; dagegen hängt die Neigung zur Instabilität profilspezifisch vom Turbulenzgrad der Anströmung ab [54, 56].

Die grundlegenden physikalischen Zusammenhänge, die zur Galopping-Instabilität führen, sind am Beispiel eines quadratischen Querschnitts in Bild 4 dargestellt. Die Meßergebnisse

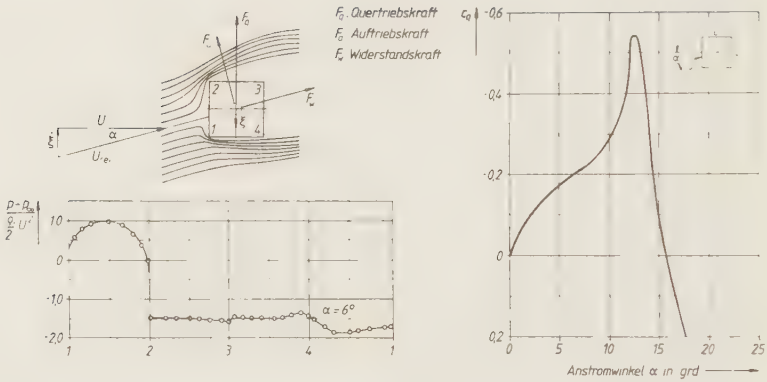


Bild 4: Galopping-Instabilität am Quadratprofil (Quelle: [57]) Entstehung der relativen Anströmungsgeschwindigkeit U_{rel}; dimensionslose Druckverteilung am Umfang bei $Re = 6{,}6.10^4$; $c_q(\alpha)$ - Charakteristik.

der Druckverteilung am Umfang zeigen, daß der mittlere Unterdruck im turbulenten Totwassergebiet 2-3-4 kleiner ist als an der Unterkante 4-1. Daraus resultiert eine fluiddynamische Kraft in positiver ξ-Richtung. Der mit der Geschwindigkeit $\dot{\xi}$ schwingende Körper wird mit der relativen Geschwindigkeit U_{rel} unter einem Winkel α angeströmt. Aus den mit den angegebenen Kräften definierbaren Beiwerten c_q, c_a und c_w kann die Stabilitätsbedingung

$$\lim_{\alpha \to 0} \frac{d\, c_q(\alpha)}{d\, \alpha} = \lim_{\alpha \to 0} \left\{ \frac{d\, c_a(\alpha)}{d\, \alpha} + c_w(\alpha) \right\} < 0 \qquad (2.4)$$

abgeleitet werden [58]. Die $c_q(\alpha)$-Charakteristik, die für das Quadratprofil ebenfalls in Bild 4 dargestellt ist und für eine analytische Behandlung bekannt sein muß, wird experimentell in statischen Versuchen ermittelt. Dem liegt die Vorstellung zugrunde, daß sich Galloping-Erscheinungen quasistationär behandeln lassen. Im Unterschied zu der an

den genannten Profilen ebenfalls beobachteten alternierenden Wirbelablösung [59] treten Galloping-Schwingungen bei kleineren reduzierten Strukturschwingfrequenzen $f_{s,n} \cdot L/U \leq 0{,}05$ auf; jedoch sind auch größere Werte möglich [60]. Anhand einer Energiebetrachtung kann aufgezeigt werden, daß die angegebene Stabilitätsbedingung zu einer negativen fluiddynamischen Dämpfung δ_f führt [55]:

$$\delta_f = \frac{\rho_f \cdot L^2 \cdot U}{4 \cdot m \cdot f_{s,n}} \cdot \frac{dc_g}{d\alpha} \qquad (2.5)$$

Damit soll auf die Bedeutung der positiven Dämpfung δ_s infolge von Energiedissipation (z.B. Werkstoffdämpfung, Dämpfung an Auflagern und Nahtstellen von zusammengesetzten Strukturen) hingewiesen werden. Denn die kritische Anströmgeschwindigkeit und damit die Grenze des stabilen Bereichs in derart selbsterregungsfähigen Schwingungssystemen ist durch die Summe $\delta_s + \delta_f = 0$ bestimmt [61]. Daß Erkenntnisse aus der Grundlagenforschung zumindest Hinweise auf eine mögliche Gefährdung oder geeignete Darstellung von Zusammenhängen auf diesem Gebiet auch bei komplizierter aufgebauten Strukturanordnungen geben können, sollen die folgenden beiden Beispiele zeigen.

Um eine Versprödung des Druckbehälter-Werkstoffs durch thermische Neutronen vorzubeugen, wurden bei den eingangs erwähnten Reaktoranlagen im Ringspalt zwischen Druck- und Kernbehälter koaxial ein zylindrisches Bauteil mit einem Eigengewicht um 30 to eingebaut. Dieser sogenannte Thermische Schild stand auf mehreren Konsolen, die unten am Druckbehälterschuß angeschweißt waren, wurde dort wegen der unterschiedlichen Wärmedehnung der Werkstoffe mit einem Spiel radial in Nuten geführt und ging in seiner axialen Länge nach oben über den Kernbereich hinaus. Im Probebetrieb wurden unzulässige Starrkörper-Taumelbewegungen dieses Bauteils gemessen [24, 28], die sich aus Kippbewegungen um die Längsachse und Drehbewegungen in der Auflagerebene zusammensetz-

ten. Bei den komplizierten Einströmverhältnissen in den Reaktor ist es schwierig, vorherzuberechnen, ob der im Ringspalt angeordnete Thermische Schild eine ungünstige Anströmcharakteristik aufweist. Für diese Annahme spricht:

- Das schwere, zylindrische Bauteil wurde in den Strukturverbund ohne Steifigkeit eingebaut; daraus resultiert eine tiefe Schwingfrequenz im Schwerkraftfeld und bei höheren Anströmgeschwindigkeiten auch eine kleine reduzierte Schwingfrequenz, sofern bei der Bildung der charakteristischen Abmessung die vergleichsweise kleinen Ringspaltbreiten zum Druck- und Kernbehälter als Einflußgrößen mit eingehen;
- Die Schneidenwirkung an der Schildoberkante verursacht Druckschwankungen zwischen der Innen- und Außenseite des Schildes und auch eine ungleichmäßige Druckverteilung am Umfang; daraus können die zur Anfachung der selbstinduzierten Schwingung notwendigen, bewegungsunabhängigen Anregungskräfte entstehen.

Derartige selbstinduzierte Schwingungen konnten für den ebenen Fall einer in einem Rechteckkanal in Strömungsrichtung angeordneten und stromabwärts gelagerten, starren Platte nachgewiesen werden, wenn das Auflager Dreh- oder auch Querbewegungen der Platte zuläßt [62, 63, 64]. Instruktiv ist die in [62] angegebene analytische Behandlung.

Bei der schwingungssicheren Auslegung von querangeströmten Rohrbündeln wird der zur fluidelastischen Instabilität führende Anregungsmechanismus für das Versagen der Rohre in enggeteilten Bündeln als dominierend angesehen [39, 49]. Ein in beliebiger Richtung im Bündel schwingendes Rohr prägt seiner Umgebung ein pulsierendes Strömungsfeld auf und ist damit für seine Nachbarrohre ein über das Fluid angekoppelter Schwingerreger. Gleichzeitig ist dasselbe Rohr aber auch Empfänger für die von den Nachbarrohren ausgehende Erregung.

Da die in einem Rohrbündel angeordneten Rohre bereichsweise annähernd gleiche Eigenfrequenzen besitzen, ist es nicht mehr möglich, zwischen erregenden und erregten Rohren zu unterscheiden, so daß das ganze Bündel als ein durch die Bewegung der Rohre selbsterregtes Schwingungssystem angesehen werden kann. Die fluidelastische Stabilitätsgrenze ist erreicht, wenn die Dämpfung eines Rohres nicht mehr ausreicht, um die bei seiner Bahnbewegung pro Umlauf zugeführte Energie zu dissipieren. Bild 5 zeigt eine dimensionslose Darstellung der nach diesem Kriterium gemessenen Stabilitätsgrenzen. Aufgetragen sind auf der Ordinate der Kehrwert der reduzierten Schwingfrequenz und auf der Abszisse das Produkt der strukturellen Dämpfung mit dem Masseverhältnis. Mit Ausnahme der auf ein Rohrbündel nicht ohne weiteres übertragbaren und für Galloping-Erscheinungen typischen Quertriebscharakteristik sind die in Bild 5 aufgetragenen Einflußgrößen auch in Gl. (2.5) enthalten, wobei zu beachten ist, daß am Stabilitätsrand $\delta_s + \delta_f = 0$ ist. Der Faktor K in Bild 5 wurde experimen-

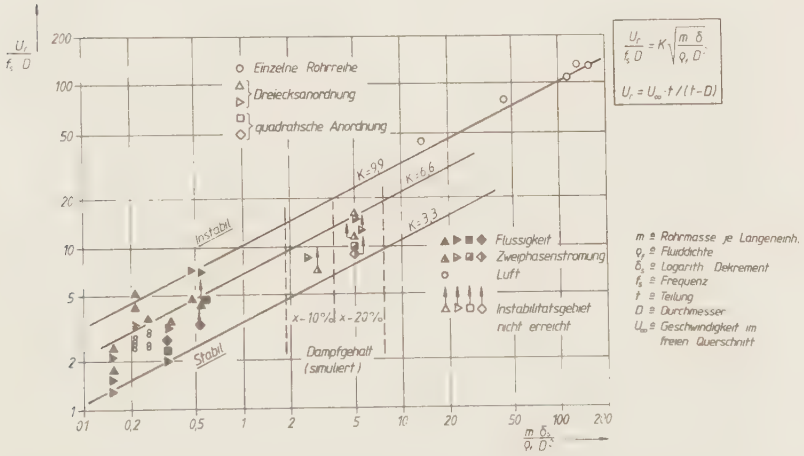


Bild 5: Dimensionslose Darstellung der fluidelastischen Stabilitätsgrenze für Rohrbündel im gleichförmigen Querstrom.
(Quelle: [49])

mentell bestimmt und sollte bei konservativer Auslegung $K \leq 3,3$ gewählt werden.

In den bisher angeführten Beispielen wurde anhand von Aufgabenstellungen aus der Reaktortechnik ein Überblick über strömungsangeregte Schwingungen von einzelnen Bauteilen und von Gruppen gleichartiger Bauteile gegeben. Das Strömungsfeld als Energiespeicher und -lieferant war das aktive Element bei den angeführten fluidelastischen Erscheinungen. Anderen Ursprungs, aber begrifflich der Fluidelastizität ebenfalls zugeordnet, sind weiter Erscheinungen, bei denen die Anlagenstruktur, z.B. durch Restunwuchten in den Antrieben, erzwungen angeregt wird und dadurch verursachte Relativbewegungen der Struktur sekundäre Strömungsvorgänge auslösen. In den nachfolgenden Ausführungen über Untersuchungsergebnisse an Reaktoranlagen wird darauf eingegangen und abschließend über Modellversuche berichtet.

2.3 Schwingungsmessungen am Primärkreislauf von Druckwasser-Reaktoren

Schwingungsmessungen an Reaktoranlagen dienen dem Nachweis der Betriebsfestigkeit, der Entwicklung von theoretischen Anlagenmodellen und der Schaffung von Referenzdaten für die Schwingungsüberwachung während des Leistungsbetriebs [65].
In vorgeschalteten Kennwertmessungen werden die dynamischen Eigenschaften von einzelnen Primärkreislaufkomponenten bei aufgeprägter statischer und dynamischer Belastung gemessen, so daß Angaben über Eigenfrequenzen, Eigenschwingformen, Dämpfungen und Steifigkeiten von den Komponenten zur Verfügung stehen. Die anschließenden Schwingungsmessungen während der Probe- bzw. Inbetriebnahmephase sollen darüber Auskunft geben, wie sich der Primärkreislauf als gekoppeltes mechanisches Schwingungssystem während des Leistungsbetriebs der Reaktoranlage verhalten wird und welchen dynamischen Belastungen die Primärkreislaufkomponenten ausgesetzt sind. Das Untersuchungsziel sind Auskünfte über Schwingungsformen und

-frequenzen von Bauteilbewegungen, Dehnungen und Druckfluktuationen im Strömungsmedium [65]. Bei Koppelschwingungen darf, streng genommen, nicht mehr von Eigenfrequenzen einzelner Komponenten gesprochen werden; jedoch können bei unterschiedlichen Kopplungsgraden zwischen den Komponenten, zu denen das umgebende Medium ebenfalls beiträgt, in Abhängigkeit von der Anregung dominierende Frequenzen in den Meßsignalen enthalten sein.

Rein deterministisch ist die Anregung der Hauptkühlmittelleitungen durch Restunwuchten von den Antrieben her, die als rotierende Anregungsvektoren wirken. Diese Fremdanregung führt zu Bewegungssignalen, die infolge der Kopplung sowohl absolut als auch relativ an bzw. zwischen den Strukturen aller Anlagenkomponenten meßbar sind. Das Strömungsmedium wirkt dabei als eine Masse, die ebenfalls beschleunigt werden muß, wobei die durch Relativbewegungen - z.B. zwischen dem Druck- und dem Kernbehälter - ausgelösten sekundären Strömungsvorgänge für die Strukturschwingungen zusätzlich dämpfend wirken. Diese Fremdanregung der Struktur ist bevorzugt in den Bewegungssignalen meßbar, aber auch, sofern nicht durch lokale Strömungseffekte überdeckt, in den Druckfluktuationssignalen des Strömungsmediums enthalten. Ebenfalls deterministisch ist die durch die Kreiselpumpen verursachte Anregung. Der von einer Kreiselpumpe erzeugte Druck setzt sich aus einem konstanten und einem zeitlich veränderlichen Anteil zusammen. Letzterer wird als Drehklang bezeichnet. Diese Druckschwankungen pflanzen sich von der Pumpe aus mit Schallgeschwindigkeit im Fluid fort. Das Amplitudenspektrum der Schwingungen einer Kreiselpumpe enthält neben der Drehzahlfrequenz noch weitere diskrete Frequenzen, unter anderem solche, die dem Produkt aus Leitschaufelzahl und Drehzahl sowie Laufschaufelzahl und Drehzahl und deren Harmonischen zuzuordnen sind [66]. Entsprechendes gilt auch für den Drehklang. Die experimentelle Erfahrung zeigt, daß nur die Erregende mit der Frequenz Laufschaufelzahl mal Drehzahl wesent-

liche Schwingungsamplituden, und auch nur am Stator, hervorrufen. Obwohl die erregenden Frequenzen durch Schaufelzahl und Drehzahl der Pumpe einfach zu bestimmen sind, kann die Größe der anregenden Kräfte und Druckschwankungen bislang nur experimentell ermittelt werden [67].

Sowohl in den Bewegungsspektren als u.U. auch in den Druckspektren ergibt die Fremdanregung der Struktur durch Antriebsmotoren und Kreiselpumpen schmalbandige Spitzen. Eine grundlegende Schwierigkeit bei der Interpretation von Drucksignalen besteht darin, daß sie, meßtechnisch von den strömungsverursachten Anteilen nicht separierbar, die durch die Strukturbewegung verursachten Reaktionsteile enthalten. Dieses gilt auch für die von der Strömung oder vom Drehklang verursachten Druckschwankungen, wenn die daraus resultierenden Anregungskräfte Strukturbewegungen verursachen. Von den in einer Anlage gemessenen Druckspektren kann daher nicht unmittelbar auf die wahren, strömungsverursachten Anregungskräfte geschlossen werden [68]. Druckgeber wurden in Reaktoranlagen eingesetzt, weil von den in den Drucksignalen enthaltenen Aktions- und Reaktionsanteilen aufschlußreiche Informationen über das dynamische Verhalten der Anlagenstruktur und über strömungsverursachte Anregungsmechanismen zu erwarten sind. Es erscheint schwer vorstellbar, daß Messungen von Geschwindigkeitsschwankungen im Strömungsfeld unter Bedingungen, wie sie im Reaktor herrschen, praktische Bedeutung erlangen könnten (der Druck ist eine skalare Größe und daher mit weniger Aufwand meßbar als eine vektorielle Größe, wie die Geschwindigkeit). Hinzu kommt, daß im Handel erhältliche Druckgeber die in der Reaktortechnik geforderten Spezifikationen erfüllen. In Anlehnung an die Praxis wurden daher bei den hier durchgeführten Modellversuchen ebenfalls Druckschwankungen gemessen.

In den Druckspektren von zwei Gebern, die im Trino-Reaktor in gegenüberliegenden Loops zwischen dem Reaktordruckbehäl-

ter und dem Dampferzeuger eingebaut waren, traten Spitzen auf, von denen nur jene erklärt werden konnten, die im Zusammenhang mit der Anregung durch die Hauptkühlmittelpumpen standen [20]. An der 2-Loop-Reaktoranlage Borssele wurden jeweils zwei Druckgeber in jedem Loop zwischen dem Reaktordruckbehälter und dem Dampferzeuger eingebaut. Aufgrund einer Kohärenz von nahezu eins zwischen allen Gebersignalen, ihrer Gleichphasigkeit in einem Loop und Gegenphasigkeit in verschiedenen Loops konnte eine Spitze im Spektrum (6,5 Hz) als stehende Druckwelle in der gesamten Anlage mit einem Knoten im Druckbehälter erkannt werden [69]. Über Schallquellen in geschlossen betriebenen Kreisläufen und die dann mögliche akustische Verstärkung wird in [70] berichtet.

Für das Kernkraftwerk Biblis zeigt Bild 6 Spektraldichten von Drucksignalen und in Form der Kohärenzfunktion den Zusammenhang von Druckschwankungen in einem Loop und dem absoluten Schwingweg der Gitterplatte (siehe Bild 1). Oben links sind Druckspektren von Gebern in einem Loop nahe der Pumpe (2), im Aufprallpunkt der Strömung auf die Kernbehälterwand (1) und im unteren Bereich des Ringspalts zwischen Druck- und Kernbehälter (3) zusammengestellt. Durch den ortsabhängigen Pegel des Strömungsrauschens, der in der Position (1) groß und in der Position (3) vergleichsweise klein ist, werden Fluidresonanzen und Strukturbewegungsanteile in den Druckspektren mehr oder weniger verdeckt. Charakteristisch für diese Spektren ist, neben dem geglätteten Verlauf, der nahezu kontinuierliche Abfall der Spektraldichte zu höheren Frequenzen hin. Bezüglich des Frequenzgehaltes am informativsten ist die Meßposition (3); die ausgeprägten Frequenzen werden in [71] nicht näher erläutert. Bekannt ist, daß die Spitze bei ≈ 25 Hz durch die Drehzahl der Antriebsmotoren und bei ≈ 75 Hz durch den Drehklang der Hauptkühlmittelpumpen (3 Laufschaufeln) verursacht werden. Die beiden Diagramme links unten in Bild 6 zeigen Autospektraldichten von zwei Druckgebern, die im gleichen Loop zwischen dem Reaktordruckbehälter und dem Dampferzeuger eingebaut waren, und die

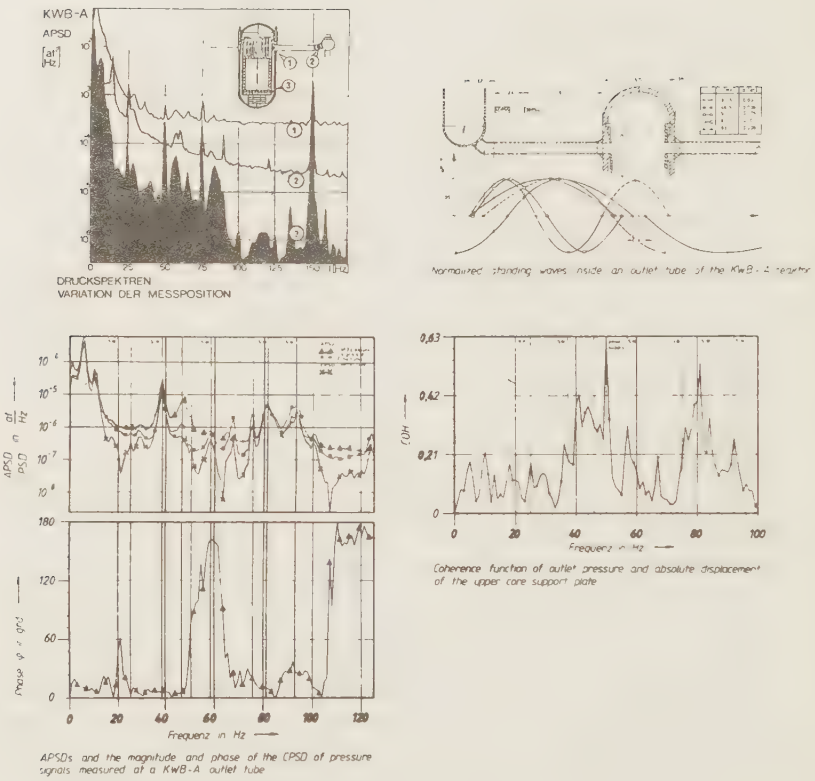


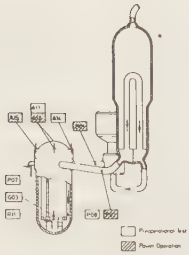
Bild 6: Meßergebnisse am Kernkraftwerk Biblis (Quelle: [23, 71])

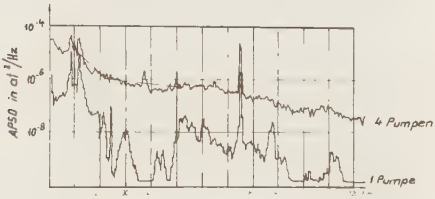
Kreuzspektraldichte mit dem Phasenverlauf. Die mit S.W. bezeichneten ausgeprägten Frequenzen wurden aufgrund der Phasenverschiebung von 0° bzw. 180° als stehende Wellen in diesem Teil des Loops interpretiert. Sie sind oben rechts in Bild 6 in normierter Form über der Rohrachse dargestellt, wobei für den langwelligen Anteil von 37,5 Hz gegenüberliegende Loops zusammenwirken. Daß derartige akustische Er-

scheinungen auch Strukturschwingungen im Bereich des oberen Kerngerüstes anregen können, zeigt die in Bild 6 (rechts unten) dargestellte Kohärenzfunktion zwischen dem absoluten Bewegungssignal der Gitterplatte und einem Druckgebersignal. So ergibt sich z.B. für die Frequenzen um 57 Hz und 92 Hz ein deutlicher Anstieg der Kohärenz, die bei einem determinierten Zusammenhang zwischen den Signalen den Wert 1.0 annehmen würde. Die Größe der Kohärenz wird durch den Störspannungsabstand des Meßsignals und insbesondere durch die Übertragungseigenschaften der Gitterplatte beeinflußt.

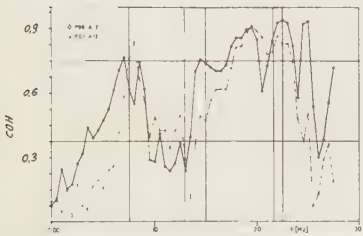
Wie auch an anderen Reaktoranlagen wurden die Probebetriebsmessungen an der 4-Loop-Anlage Stade mit und ohne Kern, im kalten und warmen Zustand des Primärkühlkreislaufs und beim Betrieb mit 1, 2, 3 und 4 Hauptkühlmittelpumpen durchgeführt [14]. Im kalten Betrieb herrschten Bedingungen um 30 bar und 60 °C und im warmen Betrieb um 157 bar und 265 °C. Die Untersuchungen ergaben, daß im kalten Betriebszustand der Anlage größere Bewegungsamplituden und Druckschwankungen gemessen wurden; gegenüber dem warmen Betriebszustand ist die umgewälzte Kühlwassermenge um ≈ 19 % größer. Die größten Druckschwankungen traten im Kühlmitteleintritt in den Reaktor auf und betrugen für den Betriebszustand kalt 0,35 bar und den Betriebszustand warm 0,2 bar. Für die maximale, radiale Schwingbewegung des Kernbehälters in Höhe des unteren Rostes (siehe Bild 1) wurden im Zustand kalt 400 µm und im Zustand warm 170 µm gemessen. Bei den Bewegungen der Kerneinbauten handelte es sich vorwiegend um erzwungene Schwingungen mit zum Teil breitbandiger Anregung. Bei der Drehklangfrequenz von 75 Hz waren beispielsweise die gemessenen Drucksignale in der Anlage und das vertikale Beschleunigungssignal der Stauplatte (siehe Bild 1) gut korreliert, wobei der aus der Phasenbeziehung berechnete Abstand zwischen den Gebern annähernd ihrem geometrischen Abstand entsprach [71]. Auch in den Schwingbewegungen von anderen Kerneinbauten konnte die deterministische Anregung durch die Hauptkühlmittelpumpen

nachgewiesen werden. Als weniger energiereich, jedoch in ihrem Einfluß auf die maximalen Schwingungsamplituden nicht vernachlässigbar, erwies sich die Anregung durch Druckschwankungen im Strömungsfeld. Daß diese Anregung neben statistischen Anteilen mit einer breitbandigen Energieverteilung auch schmalbandige Anteile enthalten kann, konnte anhand von Kohärenzen und Phasenbeziehungen zwischen der Schwinggeschwindigkeit im Bereich der unteren Kerntragkonstruktion und Druckschwankungen aufgezeigt werden. Obwohl bei 58 Hz dieser Strukturbereich keine Eigenfrequenz besitzt, zeigt die Kohärenz zwischen Schwinggeschwindigkeit und Druck hier eine signifikante Spitze mit einem Wert von 0,5. Aus den Phasenverschiebungen zwischen verschiedenen Drucksignalen und den geometrischen Abständen der Meßgeber wurden als Entstehungsursache und -ort der Anregung Druckschwankungen im unteren Kernbereich erkannt. Einen informativen Eindruck von den durchgeführten Untersuchungen gibt Bild 7. Oben links sind Meßpositionen an der Reaktoranlage bezeichnet. Das Diagramm daneben zeigt für die Betriebsfälle mit einer und vier eingeschalteten Hauptkühlmittelpumpen experimentell ermittelte Spektraldichtefunktionen für eine Druckmeßposition im Ringspalt zwischen Druck- und Kernbehälter. Für den Fall des Ein-Pumpenbetriebes sind neben den schmalbandigen Spitzen bei 25 Hz und 75 Hz, die von der Pumpe herrühren, auch breitbandige Spitzen zu erkennen. Letztere werden durch Zufallsschwingungen der Struktur und stehende Wellen verursacht. Diesen Anteilen ist das Strömungsrauschen überlagert. In den unteren beiden Diagrammen von Bild 7 ist ein am Umfang des Reaktordeckels in vertikaler Richtung gemessenes Bewegungssignal analysiert und in Form der Kreuzspektraldichte bzw. von Kohärenzen mit Drucksignalen kombiniert. Im Bewegungssignal werden die höchsten Spektraldichten bis zu einer Frequenz von ≈ 24 Hz gemessen. In diesem tieffrequenten Bereich dominieren, wie anhand von Phasenbeziehungen zwischen den Bewegungssignalen der vier am Umfang des Reaktordeckels angebrachten Geber gezeigt werden konnte, Pendelbewegungen des Systems "Druckbehälter-Kernbe-





KKS Pressure fluctuations in the ring gap PBR with 1 and 4 pumps in operation



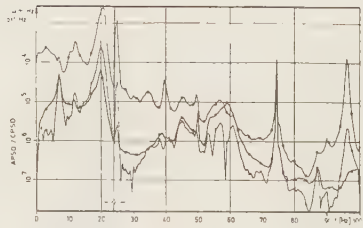


Bild 7: Meßergebnisse am Kernkraftwerk Stade
(Quelle: [22, 23])

hälter". Im höherfrequenten Bereich dagegen treten bevorzugt Schwingbewegungen in vertikaler Richtung auf. Für den tieferfrequenten Bereich zeigen die Kohärenzen zwischen dem Bewegungs- und den Drucksignalen in Bild 7 im Bereich um 20 Hz recht hohe Werte und einen weitgehend ähnlichen Verlauf, der durch die Fremdanregung mit der Drehzahlfrequenz der Kreiselpumpe (24,8 Hz) und die gegenphasige Pendeleigenfrequenz (≈ 21 Hz) des Systems "Druckbehälter-Kernbehälter" geprägt wird. Dagegen besitzen die Kohärenzen bei der gleichphasigen Pendeleigenfrequenz (≈ 12,8 Hz) kleinere Werte. Auch die Autospektraldichte des Bewegungs- und insbesondere des Drucksignals in dem danebenstehenden Diagramm weisen diese

Frequenz weniger ausgeprägt auf. Im Unterschied zu den Pendelbewegungen, die Eigenschaften von breitbandig angeregten, strömungsverursachten Schwingungen aufweisen, wurden die Vertikalschwingungen mehr erzwungen angeregten Schwingungen zugeordnet [23]. Die Anregungsursache sind wiederum Druckschwankungen und daraus resultierende breitbandige Spitzen im Bewegungssignal, wie z.B. im Frequenzbereich zwischen 30 Hz und 70 Hz (Bild 7 rechts unten). Beim Übergang vom Kalt- zum Warmbetrieb (60 °C → 315 °C) verschieben sich diese Spitzen um ungefähr 40 % zu tieferen Frequenzen hin. Derartig große Frequenzverschiebungen lassen sich kaum mit dem Temperatureinfluß auf die Vertikaleigenfrequenzen erklären. Die Pendeleigenfrequenzen dagegen zeigen eine entgegengesetzte Tendenz, nämlich bei höheren Temperaturen eine leichte Verschiebung zu höheren Frequenzen. Die geringere Dichte des Kühlwassers sowie eine steifere Lagerung infolge unterschiedlicher Wärmedehnung der Werkstoffe kann diese Verschiebung verursachen.

In der Einleitung wurde auf das am Gemeinschaftskernkraftwerk Neckar (GKN) installierte Schwingungsüberwachungssystem hingewiesen. Einige Versuchsergebnisse an dieser 3-Loop-Anlage sind in Bild 8 dargestellt. Das Diagramm oben links zeigt die Autospektraldichte von Druckschwankungen im Loop 2 und einer am Umfang des Reaktordeckels in vertikaler Richtung gemessenen Absolutschwingbewegung. Um gemeinsame Quellenanteile für Fernfeld-Anregungskomponenten zu identifizieren, ist ebenfalls die Kohärenz zwischen den beiden Signalen dargestellt. Eingetragen sind der Pumpendrehklang sowie erkannte Fluidresonanzen (stehende Wellen) und Bauteileigenfrequenzen (Strukturrückwirkung). In dem Diagramm daneben sind die Autospektraldichten von zwei Schwingungssignalen an der Deckelposition des Reaktordruckbehälters dargestellt. Die Zuordnung erkannter Frequenzen zu den Anlagenkomponenten ist aus dem Balkendiagramm ersichtlich. In der ersten Zeile sind Eigenfrequenzen (Pendel- und Vertikalschwingungen) des

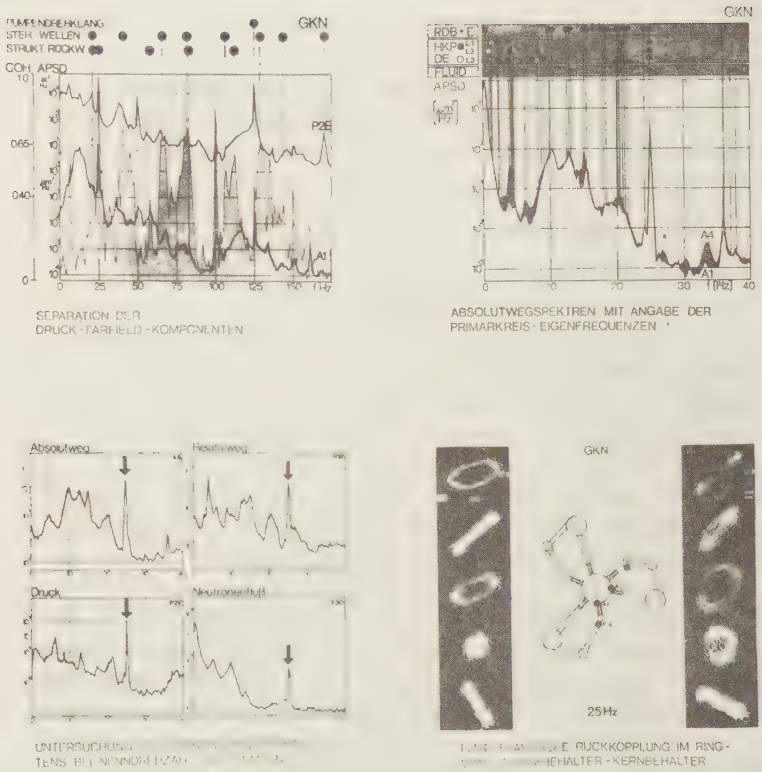


Bild 8: Meßergebnisse am Gemeinschaftskernkraftwerk Neckar (Quelle: [71])

Systems "Reaktordruckbehälter mit Einbauten" angegeben. Die folgenden drei Zeilen informieren, nach Loop-Nummern getrennt, über Eigenfrequenzen der Dampferzeuger und Hauptkühlmittelpumpen. In der letzten Zeile sind Fluidresonanzen und dem Fluid aufgeprägte Strukturrückwirkungseinflüsse gekennzeichnet. Die hier mitgeteilten Meßergebnisse geben einen Eindruck von dem integralen Informationsangebot, das in den Meßsignalen von Bewegungs- und Druckgebern über die

dynamischen Eigenschaften einer fluiddurchströmten Anlage enthalten ist. Es leuchtet ein, daß die in den Balkendiagrammen mitgeteilte Zuordnung der Frequenzkomponenten des Spektrums - die Zuordnung zu den Schwingungsmodes wird nicht angegeben - eine Vielzahl von Meßgebern und einen dementsprechend hohen Meßaufwand erfordert.

Bei den bisher aufgeführten Untersuchungsmethoden werden die Meßsignale als stationäre Zufallssignale behandelt und in Form von geeigneten statistischen Kennfunktionen dargestellt. Da hierbei die Information als zeitliche Mittelwerte anfallen, gehen die für eine Systemidentifizierung nützlichen und vor allem anschaulichen Informationen über momentane Schwingungs- oder Druckschwankungszustände und deren zeitliche Veränderung in der Anlage verloren. Analysen im Zeitbereich liefern bei den hier vorliegenden Meßsignalen jedoch nur dann einen klärenden Beitrag, wenn sie frequenzselektiv vorgenommen werden. Bild 8 (links unten) zeigt, daß die Nenndrehzahl der Pumpen in allen vier angegebenen Spektren als Spitze auftritt. Daneben sind für diese Frequenz, in jeweils fünf Einzelaufnahmen untereinander, Lissajous-Figuren von zwei Absolutwegsignalen (A3 und A4) und zwei Drucksignalen (P2E und P3E) angegeben. Es ist zu erkennen, daß sich das Verhältnis der periodischen Druckfluktuationen P2E und P3E zeitlich synchron mit der Schwingungsrichtung des Reaktordruckbehälters ändert.

In diesem Abschnitt wurde ein Überblick über den gegenwärtigen Stand von Schwingungsuntersuchungen an Reaktoranlagen gegeben. Grundlagenuntersuchungen vermitteln, wie vorher anhand einiger Beispiele erläutert wurde, wertvolle Einsichten, die in der Reaktortechnik jedoch wenig dazu beitragen konnten, die entstandene Verunsicherung über mögliche strömungsverursachte Schwingungsschäden zu entkräften.

2.4 Modellversuche in der Reaktortechnik

Die Möglichkeit, mit Modellversuchen als Hilfsmittel zum Verständnis von fluidelastischen Erscheinungen und den damit zusammenhängenden Fragen nach strömungsangeregten Schwingungen von Kerneinbauten beizutragen, ist in der Reaktortechnik von Interesse, seitdem aufgrund von Erfahrungen an Großanlagen die Notwendigkeit derartiger Untersuchungen erkannt wurde:

- The vibration of reactor core components is greatly complicated by the flowing-coolant envirement and presents unique problems to the dynamicist ...
  The complexity of the response problem seems to preclude the possibility of obtaining a complete analytic relation. However, an understanding of the various mechanisms associated with flow-induced vibration may give design insights, which, coupled with simple experimental measurements made on a prototype model, will allow meaningful design evaluation [28].

Zur Klärung der durch den Einbau des Thermischen Schildes aufgetretenen Schwierigkeiten wird über Untersuchungen an einem Modell im Maßstab 1 : 7 berichtet [29]. An dem Modell wurden Eigenfrequenzen dieses Bauteils in Wasser, maximale Schwingamplituden bei verschiedenen Betriebsbedingungen und Druckschwankungen gemessen. Der Veröffentlichung ist nicht zu entnehmen, wie gut die Modellmessungen mit den ebenfalls durchgeführten Messungen an der Prototyp-Anlage übereinstimmen und nach welchen Modellgesetzen die Extrapolation durchgeführt wurde.

Anhand von Druckschwankungsmessungen im Ringspalt zwischen dem Reaktordruck- und Kernbehälter wurde an einem 3-Loop-Reaktormodell eine globale, hydraulische Instabilität im äußeren Ringspalt nachgewiesen, wenn der Thermische Schild eingebaut war [73]. Ausgeprägt trat die Instabilität im 1-Loop-Betrieb auf. Ihre Korrelationslänge lag in der

Größenordnung des Modells. Eine Abhängigkeit von der Reynolds-Zahl wurde nicht festgestellt; dagegen besaß der mittlere Durchmesser des Thermischen Schildes, d.h. seine relative Lage zum Druck- und Kernbehälter, einen großen Einfluß auf das Auftreten der Instabilität. Aufbauend auf Erkenntnissen aus diesen Strömungsversuchen, wurde die sogenannte SAFRAN-Testanlage mit einem 3-Loop-Reaktormodell im Maßstab 1 : 8 für fluidelastische Versuche errichtet [74]. Dabei umfaßt die als praktisch erreichbar angeführte, partielle Ähnlichkeit

- das Verhältnis der Trägheitskräfte des Fluids zu den elastischen Kräften der Struktur;
- das Verhältnis der Dichte des Fluids zu der Dichte des Strukturwerkstoffs;
- das Verhältnis von Dämpfungskräften der Struktur zu den Trägheitskräften des Fluids;
- das Verhältnis der Trägheitskräfte des Fluids zu den auf die Strukturoberfläche wirkenden Druckschwankungskräften;
- das Verhältnis der fluiddynamischen Schwankungskräfte zu den Trägheitskräften des Fluids.

Diese Kräfte-Verhältnisse werden für das fluidelastische Modell und die ähnliche Großausführung als maßgebend und bei gleicher Strömungsgeschwindigkeit auch als gleich angenommen. Die zunächst vorgenommene experimentelle Untersuchung des Eigenschwingverhalten an dem Modell und am TIHANGE-Reaktor ergab teilweise die erwartete Frequenzverschiebung um den Faktor 8, aber auch davon abweichende Ergebnisse, die eine nachträgliche Anpassung des Modells erforderten. Die Standschwingversuche an dem mit Wasser gefüllten Modell ergaben gegenüber Versuchen mit Luft um den Faktor 3 ÷ 4 tiefere Eigenfrequenzen mit jeweils um den Faktor 3 ÷ 5 höheren Dämpfungen. Interessant an dieser Modellanlage ist weiter:

- Für reine Strömungsversuche können die Einbauten des Reaktormodells gegen den Druckbehälter verspannt und damit Relativbewegungen blockiert werden;

- Druck- und saugseitig wurden in jeden Loop Dämpfungsbehälter mit einem Luftpolster vorgesehen, um den Einfluß des von den Pumpen verursachten Drehklangs auf das Modell zu reduzieren. Die von den Hauptkühlmittelpumpen an der Großanlage verursachten Druckschwankungen sollten mit Hilfe von elektromagnetischen Pulsatoren in der Modellanlage simuliert werden.

Als Hauptanregungsquellen für Schwingungen der Kerneinbauten beim Übergang zu durchströmten Versuchen wurden

- großräumige Turbulenzen, die verschiedene Instabilitäten (z.B. Wirbelablösungen) erzeugen können und
- von den Pumpen verursachte Druckschwankungen, die auch Raumeigenfrequenzen im Primärkreislauf anregen können,

genannt [75]. Weiter wurde festgestellt:

- Die mit Pulsatoren in der Modellanlage simulierte Anregung von den Hauptkühlmittelpumpen trug nur unwesentlich zu Schwingungen von Kerneinbauten bei;
- Die größten Druckfluktuationen wurden im Einlauf in den Reaktordruckbehälter dort gemessen, wo der Wasserstrahl auf den Kernbehälter auftrifft;
- Die beobachtete maximale Standardabweichung für Schwingbewegungen des Thermischen Schildes zum Beispiel lag bei 8 µm;
- Die Dämpfungsverhältnisse für die Grund-Modes betrug ungefähr 10 %.

Während in der Umgebung von Singularitäten des Strömungsraumes die Wand-Druckspektren durch die Turbulenz geprägt werden, ist es in Bereichen mit ausgebildeterer Strömung notwendig, den in den Drucksignalen enthaltenen Turbulenzanteil von überlagerten fluidelastischen und akustischen Anteilen zu separieren. An der SAFRAN-Testanlage wurde versucht, gemessene Druckspektren im Ringspalt zwischen Druck- und Kernbehälter in diese drei Anteile zu zerlegen [76]. Notwendige Voraussetzungen dafür sind ein lineares Systemver-

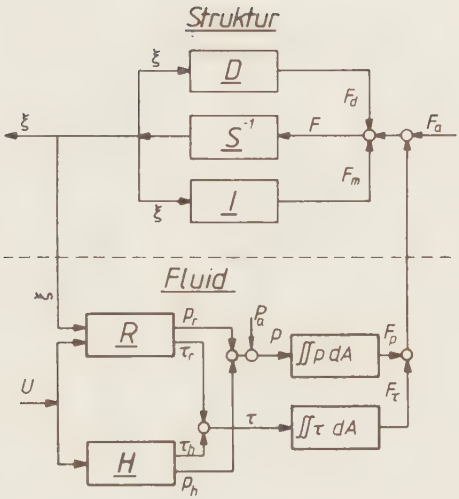
halten (Anwendung des Superpositionsprinzips), Kenntnisse über das Eigenverhalten der Struktur und über die akustischen Eigenschaften des Strömungsraumes. Parallel zu experimentellen Vorgehensweisen in Standschwing- und Beschallungsversuchen am Modell wurden zusätzlich Programme für die Berechnung der mechanischen Übertragungseigenschaften der Struktur (mit angekoppelten Fluidelementen) und der akustischen Übertragungseigenschaften des Strömungsraumes entwickelt. Die hiervon herrührenden spektralen Anteile wurden von den in durchströmten Versuchen gemessenen Druckspektren subtrahiert und mit der dann verbleibenden turbulenten Anregung die Strukturantwort und die sich ergebenden Wand-Druckspektren berechnet. Dazu ist es erforderlich, geeignete Annahmen über Korrelationslängen der turbulenten Anregung sowie über modale Dämpfungen der Struktureigenbewegungen zu machen. Die so berechneten Strukturverschiebungen stimmten gut mit den gemessenen Strukturverschiebungen überein und auch die unter Einbeziehung der Reaktionsanteile berechneten Druckspektren ergaben in der Größenordnung eine Übereinstimmung mit den gemessenen Druckspektren. Die Feststellung, daß die an der Modellanlage gemessenen und die durch Anwendung von halb-empirischen Verfahren berechneten Standardabweichungen von globalen Schwingbewegungen der Modellstruktur bei einer ähnlichen Übertragung auf Großanlagen mit den dort durchgeführten Messungen weitgehend übereinstimmten, wird in [76] jedoch nicht durch eine Gegenüberstellung von Ergebnissen belegt.

Abschließend sei noch auf Untersuchungen an einem 1 : 5 Modell eines gasgekühlten Kernreaktors hingewiesen [77]. Die Ursache für beobachtete Ermüdungsschäden an der Großanlage wurde u.a. in der Schallabstrahlung von den Radialverdichtern gesehen. Bei den Modellversuchen wurden daher nur die Schallquellen simuliert und gekoppelte akustisch-mechanische Schwingungserscheinungen im Gas-Kreislauf, der aus platten- und schalenförmigen Strukturen aufgebaut war, un-

tersucht. Ein Vergleich zwischen Modell- und Originalmeßwerten wurde nicht durchgeführt. Es wurde jedoch aufgezeigt und anhand der Modellmessungen nachgewiesen, daß sich die in den 60-iger Jahren entwickelte "Statistische-Energie-Analysis" [78] auch erfolgreich auf die Behandlung derart komplizierter Systeme anwenden läßt. Der Wert von Modellversuchen sollte demnach nicht nur in einer direkten Übertragbarkeit von Meßergebnissen auf Großanlagen gesehen werden.

3. Fluidelastische Instabilität

Strömungsverursachte Schwingungsschäden in Anlagen sind möglich, wenn Druckschwankungen örtlich korreliert und in Frequenzbereichen auftreten, die in der Nähe von Eigenfrequenzen der Struktur liegen. Voraussetzungen dafür sind gegeben, wenn der Energieaustausch zwischen der Grundströmung und der ihr überlagerten, zeitlich veränderlichen Störströmung durch Rückkopplungsmechanismen geordnet erfolgen kann. Von den Ursachen her kann die Rückkopplung fluiddynamisch (z.B. Wirbelablösungen), fluidresonant (Akustik) oder fluidelastisch (z.B. Galloping) sein, wobei eine gegenseitige Beeinflussung dieser Kontrollmechanismen möglich ist. Im Anlagenbau wurden Schadensfälle bekannt, deren Ursache eine Wechselwirkung zwischen schmalbandigen Wirbelablösungen und akustischen Raumresonanzen war [79, 80]. Derartige Kopplungen kontrollieren den Energieaustausch und bewirken dadurch eine selektive Verstärkung von Druckschwankungen um dominierende Frequenzen, wobei gleichzeitig die örtliche Korrelation der Druckschwankungen zunimmt. Wegen der gegenseitigen Abhängigkeit von Strömungsanregung und Strukturbewegung ist - sofern sie sich überhaupt ausbilden kann - die fluidelastische Rückkopplung besonders unangenehm, weil die Strukturbewegung die Strömungsanregung kontrolliert oder selbst erzeugt. Da die Struktur bevorzugt in ihrem Eigenverhalten schwingt, liegt auch die Anregungsfrequenz dann in der Nähe von Eigenfrequenzen der Struktur. Bild 9 informiert als Funktionsdiagramm über die fluidelastische Rückkopplung. Die einzelnen Funktionsblöcke beinhalten die physikalischen Gesetzmäßigkeiten für die Überführung der Eingangs- in die Ausgangsgrößen. Es ist ersichtlich, daß die Strömungsgeschwindigkeit U als Eingang sowohl auf den fluiddynamischen Block H als auch auf den Rückkopplungs-Block R wirkt. Gleichzeitig hat der Block R auch die Strukturbewegung als Eingang, so daß das Struktur/Fluid-System eine Kreisstruktur und damit die Fähigkeit zu einem instabilen Verhalten besitzt. Wenn sich eine fluidelastische Rückkopplung nicht ausbilden kann, so wirkt die Strömungsgeschwindigkeit nur auf den fluiddynamischen Block H. Dieser beschreibt die Abhängigkeit der äuße-



Funktionsblöcke:

D Dämpfung
S Steifigkeit
I Massenträgheit
R Rückkopplung
H Fluid

ξ Verschiebung
U Strömungsgeschwindigkeit
p Druck
τ Schub
F Kraft
A Fläche
a Index: aufgeprägt

Bild 9: Fluidelastische Modellvorstellung

ren Strukturbelastung von der sich im Strömungsfeld ausbildenden Anregung, die unabhängig von der Strukturbewegung vorhanden ist und daher auch an einem starren und der Großausführung ähnlichen Modell aus reinen Strömungsversuchen bestimmt werden kann. In der vorliegenden Arbeit wurde dafür das mit Luft betriebene fluiddynamische Modell verwendet. Weiter wird anhand von Bild 9 die in Kapitel 2.3 erläuterte Schwierigkeit offensichtlich, die Aktions- und Reaktionsanteile in Druckschwankungssignalen getrennt zu erfassen. Denn ein in einer Anlage eingebauter Druckgeber ist hinter der Summationsstelle von p_a anzuordnen. Er mißt daher simultan die Überlagerung von drei Druckschwankungen (p_r, p_h, p_a) in einem System mit zwei Eingangsgrößen (F_a, U), so daß es nicht möglich ist, die Übertragungsblöcke R und H bei Strukturschwingungen im Strömungsfeld meßtechnisch getrennt zu erfassen. Dieses gilt auch für den Fall einer vernachlässigbaren Fremdanregung (F_a=0, p_a=0).

Für das Auftreten einer fluidelastischen Instabilität ist allein der Block R von Bedeutung. Dabei sind folgende beiden Fälle zu unterscheiden (siehe Bild 9):

- Die resultierende Druckkraft F_p ist in Phase mit der Kraft F und vom Betrag her größer. Das Fluid/Struktur-System besitzt dann eine negative Steifigkeit (die Schubkräfte F_τ sind beim Umströmen von stumpfen Widerstandskörpern meistens vernachlässigbar);
- Die resultierende Druckkraft F_p ist in Phase mit der Dämpfungskraft F_d (Resonanz) und vom Betrag her größer. Das Fluid/Struktur-System besitzt dann eine negative Dämpfung.

Am Beispiel des Thermischen Schildes soll nachfolgend aufgezeigt werden, warum die eingangs erwähnten Schwierigkeiten mit diesem Bauteil auftreten mußten. Nach Wissen des Verfassers ist die Ursache dafür bislang nicht geklärt und wurde auf Strömungsinstabilitäten zurückgeführt [73].

3.1 Fluidelastische Instabilität des Thermischen Schildes

In Bild 10a sind die Abmessungen der Ringspaltgeometrie mit dem Thermischen Schild für einen gebauten Reaktor dargestellt [24]. Das Massenträgheitsmoment des Thermischen Schildes, bezogen auf eine angenommene Drehachse senkrecht zur Zeichenebene durch den Punkt A, beträgt:

$$\theta_A = M_s \left(\frac{D_a^2 + D_i^2}{16} + \frac{H^2}{12}\right) + M_s \frac{H^2 + D_m^2}{4} = 1{,}9.10^5 \quad \text{kgm}^2 \qquad (3.1)$$

Der zweite Summand ist der Steiner-Anteil. Da der Thermische Schild auf den Auflagern steht und nicht eingespannt ist, beträgt die Eigenfrequenz dieses "Wackel-Schwingers" im Schwerkraftfeld (ohne Berücksichtigung des Fluids):

$$\omega_s^2 = \frac{2.M_s.g.\sqrt{\frac{H^2 + D_m^2}{4}}}{\theta_A} = 5{,}6 \quad \frac{\text{rad}^2}{\text{s}^2} \qquad (3.2)$$

Der Wurzel-Ausdruck bezeichnet, wie auch beim Steiner-Anteil, den Abstand des Schwerpunktes S vom Drehpunkt A. Somit ergibt sich eine verdächtig tiefe Pendel-Eigenfrequenz f_s = 0,38 Hz. Die nunmehr vorgenommene und für eine analytische

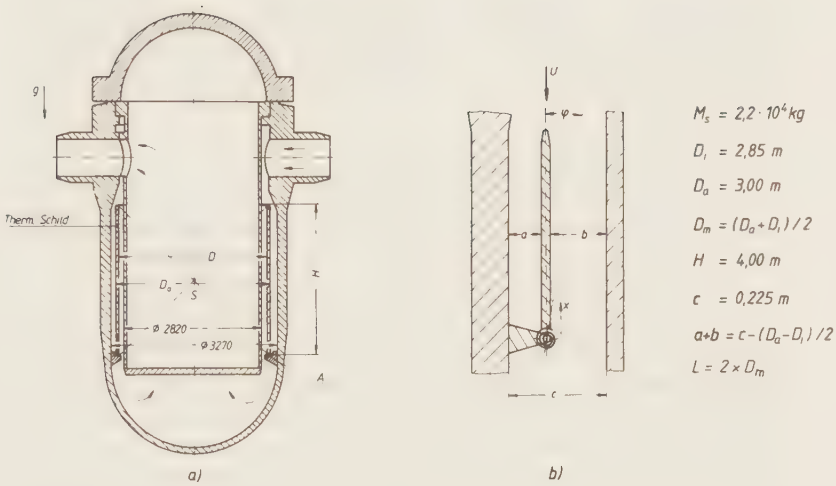


Bild 10: Thermischer Schild und sein ebenes, mechanisches Ersatzmodell

Berechnung notwendige Idealisierung auf ein ebenes mechanisches Ersatzsystem ist in Bild 10b dargestellt. Dabei wurde davon ausgegangen, daß der Thermische Schild sich in der Zeichenebene um den Punkt A dreht und die Druckkräfte der beiden Zylinder-Halbschalen jeweils auf die Projektionsfläche $D_m.H$ (⊥ zur Zeichenebene) gleichsinnig wirken. Daraus ergibt sich für die Länge des nunmehr ebenen Ringspalts senkrecht zur Zeichenebene $L = 2D_m$. Die schwingende Platte soll die gleiche Masse wie der Thermische Schild haben. Der Schwerkrafteinfluß wird mit einer Drehfeder simuliert, deren Federkonstante so zu bestimmen ist, daß die in sich als starr angenommene Platte die gleiche Eigenfrequenz wie der Thermische Schild hat. Bezogen auf die Drehachse durch das Auflager beträgt das Massenträgheitsmoment der Platte $\Theta_s = 1{,}2 \cdot 10^5$ kgm². Für die Drehfedersteifigkeit ergibt sich dann:

$$K = \omega_s^2 . \Theta_s = 5{,}6 . 1{,}2 . 10^5 = 6{,}7 \cdot 10^5 \quad \text{Nm} \qquad (3.3)$$

Der weitere Rechengang wird für das ebene mechanische Ersatzsystem durchgeführt, wobei davon ausgegangen werden kann, daß ein fluidelastisch instabiles Verhalten der Platte mit guter Näherung auf das Verhalten des Thermischen Schildes übertragbar ist.

Innerhalb des Spaltes möge die Platte eine variable und durch die Abstände a und b festgelegte Lage haben. Das Strömungsmedium sei inkompressibel und reibungsfrei. Wie in Bild 10b dargestellt, laufen die x-Koordinate vom Auflager ab entgegen der Strömungsrichtung und der Drehwinkel φ im Uhrzeigersinn positiv. Die Druckunterschiede beim Zusammenführen der beiden Teilströme für $x \leq 0$ seien vernachlässigbar. Weiter möge die Bewegung der Platte keine Rückwirkung auf die Strömungsgeschwindigkeit U haben. Um den Bezug zu Bild 9 deutlich zu machen, besteht die Aufgabe nunmehr darin, den Rückkopplungs-Block R zu bestimmen und darüber den Zusammenhang zwischen den Eingangsgrößen U, φ und der Ausgangsgröße p_r bzw. der daraus resultierenden Druckkraft F_p herzustellen. Die Bewegungsgleichung für die Platte lautet:

$$\Theta \cdot \ddot{\varphi} + D \cdot \dot{\varphi} + K \cdot \varphi = T_p \qquad (3.4)$$

Der $\dot{}$ bezeichnet die Ableitung nach der Zeit und T_p das aus den Druckkräften F_p resultierende Drehmoment um das Auflager. Die Zeitabhängigkeit aller Größen sei harmonisch, so daß für $\dot{\varphi}$ auch $i\omega\varphi$ geschrieben werden kann. Für das Drehmoment T_p ergibt sich:

$$T_p = L \cdot \int_{r=0}^{r=H} F_p r \; dr = L \int_{r=0}^{r=H} \left[\int_{x=0}^{x=r} \left(\frac{\partial p_a}{\partial x} - \frac{\partial p_b}{\partial x} \right) dx + \Delta p_o \right] dr \qquad (3.5)$$

Die Indizes a und b beziehen sich auf die beiden Strömungsräume mit der Spaltbreite a bzw. b. Voraussetzungsgemäß habe der Differenzdruck Δp_o bei x=0 den Wert 0. Die Druckgradienten beiderseits der schwingenden Platte sind nunmehr zu bestimmen. Dieses soll für $\partial p_a/\partial x$ mitgeteilt werden; der entsprechende Rechengang gilt für $\partial p_b/\partial x$, so daß es ausreicht,

dafür nur das Endergebnis anzugeben. Der Einfachheit halber sei der Index a bei der Ableitung weggelassen. Für den Druckgradient ergibt sich aus der Eulerschen-Bewegungsgleichung (x-Koordinate entgegen der Strömungsrichtung):

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \rho_f \left(\frac{\partial u}{\partial t} - u \cdot \frac{\partial u}{\partial x}\right) \tag{3.6}$$

Für die Geschwindigkeit u an einer beliebigen Stelle x gilt für die in Bild 10b angegebene Auslenkung der Platte die Kontinuitätsgleichung:

$$u.a\ (1+\frac{x}{a}\varphi) = U.a\ (1-\hat{u}) - \int_{r=x}^{r=H} \dot{\varphi} r\ dr \tag{3.7}$$

Die auf U.a bezogene und von $\varphi(t)$ abhängige Veränderliche $\hat{u}$ berücksichtigt, daß für die in Bild 10b eingezeichnete Auslenkung der Platte bei x=H der Druck p_b kleiner als p_a ist und dadurch in den Raum a weniger einströmen wird. Nach ausgeführter Integration und Umformung ergibt sich aus Gl. (3.7):

$$u = U\ \frac{1 - \hat{u}}{1 + \frac{x}{a}\varphi} - \frac{1}{2a}\ \frac{H^2 - x^2}{1 + \frac{x}{a}\varphi}\ i\omega\varphi \tag{3.8}$$

Für kleine Winkel φ und bei Vernachlässigung kleiner Glieder höherer Ordnung kann dafür

$$u = U\ (1-\hat{u})(1-\frac{x}{a}\varphi) - \frac{1}{2a}\ (H^2-x^2)\ i\omega\varphi \tag{3.9}$$

geschrieben werden. Damit ergeben sich für die nach Gl. (3.6) gesuchten Differentialausdrücke bei Vernachlässigung kleiner Glieder höherer Ordnung:

$$\frac{\partial u}{\partial t} = -U\ (\frac{x}{a}\varphi + \hat{u}\ )\ i\omega + \frac{1}{2a}\ (H^2-x^2)\ \omega^2\varphi \tag{3.10}$$

$$u\frac{\partial u}{\partial x} = -U^2\ \frac{1}{a}\varphi + U\ \frac{x}{a}\ i\omega\varphi \tag{3.11}$$

Nach Einsetzen der Gl. (3.10, 3.11) in Gl. (3.6) und Ausführung der in Gl. (3.5) geforderten Integration ergibt sich für den Druck $p \triangleq p_a$ nach Zusammenfassung der realen und imaginären Anteile:

$$p_a = \rho_f \left\{ \left[\frac{1}{2a} (H^2 - \frac{r^2}{3}) r\omega^2 + U^2 \frac{r}{a} \right] \varphi - U \left[\frac{r}{a} + \hat{u}_a \right] r i\omega \right\} \tag{3.12}$$

und für den Druck p_b entsprechend:

$$p_b = \rho_f \left\{ - \left[\frac{1}{2b} (H^2 - \frac{r^2}{3}) r\omega^2 + U^2 \frac{r}{b} \right] \varphi + U \left[\frac{r}{b} \varphi + \hat{u}_b \right] r i\omega \right\} \tag{3.13}$$

Daraus ergibt sich schließlich nach Gl. (3.5) das resultierende Drehmoment T_p:

$$T_p = \rho_f . L \left\{ \frac{H^3}{3} \left[\frac{4}{5} H^2 (\frac{1}{2a} + \frac{1}{2b}) \omega^2 + U^2 (\frac{1}{a} + \frac{1}{b}) \right] \varphi - \frac{1}{3} U H^3 \left[\frac{3}{4} H (\frac{1}{a} + \frac{1}{b}) \varphi + \hat{u}_a + \hat{u}_b \right] i\omega \right\} \tag{3.14}$$

Im Term mit $\omega^2\varphi$ steckt der Einfluß der mitschwingenden Fluidmasse, im Term mit $i\varphi$ ein geschwindigkeitsproportionaler Anteil und im Term mit φ eine der Federsteifigkeit K entgegenwirkende "Fluid-Steifigkeit". Der in den Abständen a bzw. b zum Ausdruck kommende Einfluß der Position der Platte im Spalt ist offensichtlich; auch dieses wurde experimentell festgestellt [73]. Ein Fluid/Struktur-System mit negativer Steifigkeit liegt nach Gl. (3.4, 3.14) vor, wenn

$$K < \frac{1}{3} \rho_f \; L \; H^3 \; U^2 \; (\frac{1}{a} + \frac{1}{b}) \tag{3.15}$$

ist. Bei einer Dichte $\rho_f \approx 725$ kg/m³ und einer umgewälzten Wassermenge von $2{,}2.10^7$ kg/h [81] ergibt sich für diesen Reaktor eine Anströmgeschwindigkeit $U \approx 4$ m/s. Ist die Platte in der Mitte des Spaltes angeordnet, so beträgt $a=b \approx 0.073$ m. Die rechte Seite von Gl. (3.15) liegt dann in der Größenordnung von $\approx 4.10^7$ Nm, während nach Gl. (3.3) die Federsteifigkeit nur $K = 6{,}7.10^5$ Nm beträgt. Damit ist aufgezeigt, daß der im Ringspalt angeordnete Thermische Schild bei der vorliegenden Anströmgeschwindigkeit eine insgesamt negative Steifigkeit besitzt. Die Ursache für die beobachtete Taumelbewegung ist demnach nicht, wie in Kapitel 2.2.2 vermutet, eine Galloping-Instabilität. Für das Auftreten beider Erscheinungen ist jedoch die nicht ausreichende Steifigkeit einer Konstruktion entscheidend. Wie eingangs angeführt, lehrt die Erfahrung, daß die Galloping-Instabilität nur bei

tiefen reduzierten Schwingfrequenzen $f_{s,n} \cdot L/U < 0.05$, d.h. für eine vorgegebene Struktur bei tiefen Eigenfrequenzen und bei entsprechend hoher Anströmungsgeschwindigkeit, auftritt. Nach Gl. (3.15) liegt der Stabilitätsrand bei einer Anströmgeschwindigkeit U von nur $\approx$ 0,5 m/s. Die "stabilste" Position ergibt sich bei einer mittigen Anordnung der Platte bzw. des Thermischen Schildes im Spalt, weil der Ausdruck $1/a + 1/b = (a+b)/a.b$ hier seinen minimalen Wert annimmt. Für a bzw. $b \to 0$ trifft die der Rechnung zugrundeliegende Annahme einer reibungsfreien Strömung nicht mehr zu. Überraschend groß ist weiter nach Gl. (3.14) das zusätzliche Trägheitsmoment infolge der mitschwingenden Fluidmasse (a=b):

$$\theta_f = \frac{4}{15} \rho_f \cdot L\, H^5 \left(\frac{1}{2a} + \frac{1}{2b}\right) = 1{,}6 \cdot 10^7 \text{ kgm}^2 \qquad (3.16)$$

Entsprechend Gl. (3.3) bleibt jedoch das Produkt $\omega_s^2 \cdot \theta_s = \omega^2(\theta_s + \theta_f) = K$ annähernd erhalten. Die berechnete Eigenfrequenz $f_s = 0{,}38$ Hz wird dadurch um $\approx$ 1/5 reduziert.

Die im Rahmen dieser Arbeit untersuchten Reaktor-Modelle entsprechen im Aufbau dem in Bild 1 dargestellten Reaktortyp. Hierbei handelt es sich um eine steif ausgeführte Konstruktion, so daß für die Grobstruktur mit bewegungskontrollierten oder selbstinduzierten Strukturschwingungen kaum zu rechnen ist.

4. Ähnlichkeitsmechanik

4.1 Reduzierte Schwingfrequenzen

Unabhängig von zeitlich veränderlichen äußeren Belastungskräften müssen dynamische Struktureigenschaften im Modell ähnlich nachgebildet werden. Die Eigenfrequenzen ergeben sich aus dem Zusammenspiel von Trägheitskräften und elastischen Kräften. Der Einfluß der Schwerkraft ist bei den fest eingespannten Komponenten des Reaktors vernachlässigbar. Dagegen muß das Umgebungsmedium berücksichtigt werden. Bei einem linear elastischen Werkstoffverhalten ergibt sich dann zwischen den Struktureigenfrequenzen $f_{s,n}$ und den Einflußgrößen, die zu dimensionslosen Parametern führen und die daher für die Ähnlichkeit allein von Bedeutung sind, ein funktionaler Zusammenhang:

$$f_{s,n} = \emptyset\ (\rho_s;\rho_f;\nu_s;\nu_f;E_s;E_f;L_i;\alpha_{s,n};R_f) \qquad (4.1)$$

Es bedeuten:

$\rho_s;E_s;\nu_s;\alpha_{s,n}$: Dichte; Elastizitätsmodul; Querkontraktionszahl; Eigenwerte, die von den Randbedingungen der Struktur abhängen.

$\rho_f;E_f;\nu_f;R_f$: Dichte; Kompressionsmodul; kinematische Zähigkeit; Randbedingungen für das Fluid.

L_i : Längen, die die Geometrie der Struktur festlegen.

Mit der Dichte ρ_s, einer charakteristischen Länge L und der Zeit $L/\sqrt{E_s/\rho_s}$ als Bezugsmaßgrößen, die die drei Grundmaßgrößen der Mechanik (Masse, Länge, Zeit) vollständig und unabhängig voneinander enthalten, lautet die dimensionslos geschriebene Gleichung (4.1):

$$\frac{f_{s,n}.L}{\sqrt{E_s/\rho_s}} = \emptyset\left(\frac{\rho_f}{\rho_s};\nu_s;\frac{L\sqrt{E_s/\rho_s}}{\nu_f};\frac{E_f}{E_s};\frac{L_i}{L};\alpha_{s,n};\overline{R}_f\right) \qquad (4.2)$$

Über das Dichteverhältnis wird der Trägheitseinfluß des Umgebungsmediums erfaßt; im Modulverhältnis kommt zum Ausdruck, daß die Struktur und das Umgebungsmedium ein gekoppeltes, schwingungsfähiges System bilden können. Weiter ist der Zähigkeitseinfluß auf die mitschwingende Fluidmasse berücksich-

tigt. Werden Versuche an einem maßstäblich verkleinerten Modell mit gleichem Werkstoff für die Struktur und gleichem Umgebungsmedium durchgeführt und weiter die nunmehr ebenfalls dimensionslosen Randbedingungen $\overline{R}_f$ eingehalten, so ist nach Gl. (4.2) der Frequenzmaßstab f^m umgekehrt proportional zum Längenmaßstab L^m, sofern die Zähigkeit eine "schwache" Einflußgröße ist. Multipliziert man den Zähigkeitsterm mit dem dimensionslosen Frequenzparameter der linken Seite, so entsteht, ohne daß der physikalische Inhalt von Gl. (4.2) verändert wird, eine Reynolds-Zahl $L^2 f_{s,n}/\nu_f$. Gegenüber der Großausführung ist sie im Modell annähernd um den Längenmaßstab kleiner, woraus eine Überbewertung der Zähigkeitskräfte im Modell resultiert. Nach [82] soll der bei einer Vernachlässigung der Zähigkeit ν_f in Gl. (4.1) verursachte Fehler $< (L^2 . f_{s,n}/\nu_f)^{-1/2}$ sein. Für die Pendeleigenfrequenzen des Druck- und Kernbehälters um 15 Hz ergibt sich z.B. bei einer Ringspaltbreite von 0,3 m im Kaltbetrieb der Großanlage ein Fehler um $8{,}6 . 10^{-4}$, der sich in einem maßstäblich verkleinerten Modell zwar vergrößert, aber immer noch toleriert werden kann.

Die dimensionslose abhängige Variable auf der linken Seite in Gl. (4.2) ist als eine reduzierte Frequenz Sr_s aufzufassen, wenn die Schallgeschwindigkeit $a_s = \sqrt{E_s/\rho_s}$ eingeführt wird:

$$Sr_s = \frac{f_s . L}{a_s} \tag{4.3}$$

4.2 Reduzierte Spannungen

Aus dem Newtonschen Grundgesetz ergibt sich nach einer Division durch L^2 eine Spannung

$$\sigma_s = \rho_s . L . \xi_o . f_s^2 \tag{4.4}$$

Die Größe ξ_o bezeichnet die Verschiebungsamplitude bei einer angenommenen harmonischen Bewegung. Nach Gl. (4.2) ist $L . f_s \approx \sqrt{E_s/\rho_s} = a_s$, so daß sich aus Gl. (4.4) eine dimensionslose Spannung

$$\sum_s = \frac{\sigma_s}{\rho_s . a_s . \xi_o . f_s} \tag{4.5}$$

ergibt. Soll der Verschiebungsmaßstab ξ^m dem Längenmaßstab L^m entsprechen, so ist ersichtlich, daß bei nunmehr gleichen Schwinggeschwindigkeiten und Verwendung des gleichen Werkstoffes auch gleiche Spannungen in Modell und Großausführung gemessen werden und demnach der Kraftmaßstab $F^m=(L^m)^2$ beträgt. Belasten Druckschwankungskräfte die Struktur, so müssen die Druckamplituden in Modell und Großausführung übereinstimmen.

4.3 Fluiddynamische Kennzahlen (Ankopplung an die Struktur, turbulente Wand-Druckschwankungen)

Als wichtigste Kennzahl beim Übergang von der Struktur zum strömenden Fluid wurde die Strouhal-Zahl Sr_f angesehen:

$$Sr_f = \frac{f_f \cdot L}{U} \qquad (4.6)$$

Damit im Frequenzmaßstab die Zuordnung zur Struktur erhalten bleibt, ist es nach Gl. (4.3) erforderlich, die Modellversuche bei gleicher Strömungsgeschwindigkeit durchzuführen, wenn der gleiche Werkstoff für die Struktur verwendet wird. In dem Fall bleibt das Verhältnis der Strömungsgeschwindigkeit zur Wellengeschwindigkeit in der Struktur, also U/a_s, auch im Modell erhalten. Ist weiter der Verschiebungsmaßstab ξ^m gleich dem Längenmaßstab L^m, so bleibt auch $f_s.\xi/U$ konstant, d.h. die Geschwindigkeiten an der Fluid/Struktur Grenzfläche bleiben erhalten. Sofern die Strouhal-Zahl unabhängig von der Reynolds-Zahl ist - eine Annahme, die beim Umströmen stumpfer Widerstandskörper in weiten Strömungsbereichen gerechtfertigt ist - werden auch Wirbelablöseerscheinungen sowohl bezüglich der Anregungskräfte als auch -frequenzen annähernd richtig im Modell nachgebildet (siehe Gl. (2.2)). Auch die Mach-Zahl U/a_f bleibt erhalten, dagegen besteht ein Defekt in der Reynolds-Zahl.

Bei einer hochturbulenten Strömung beschränkt sich der Einfluß der Zähigkeit des Fluids auf die dünne Grenzschicht in unmittelbarer Wandnähe und auf die Energiedissipation in den

kleineren Turbulenzballen, denen nach der Vorstellung von einem "kaskadenförmigen" Ablauf des turbulenten Energietransports die Energie von den größeren Turbulenzballen zugeführt wird. Auf die Ausbildung der energiereichen größeren Turbulenzballen ist die Zähigkeit von untergeordneter Bedeutung. Der Zähigkeitseinfluß wurde daher nicht als wesentlich angesehen. Vielmehr wird davon ausgegangen, daß bei hinreichend großen Reynolds-Zahlen turbulente Anteile in den Wand-Druckschwankungen insbesondere durch die voll ausgebildete Turbulenz (sie hängt von der geometrischen Anordnung und den Abmessungen ab) und dem daran anschließenden Bereich der lokalen Turbulenz erzeugt werden. Aus der Grenzschichtvereinfachung folgt, daß für die Wand-Druckschwankungen der Gradient senkrecht zur Wandoberfläche nahezu Null ist und somit der Grenzschicht die Druckschwankungen vom Turbulenzfeld aufgeprägt werden. Auf Grund dieser Annahmen müßte sich für die breitbandigen turbulenten Wand-Druckschwankungen ein dimensionsloser Zusammenhang

$$\frac{S_p}{(\rho_f \cdot U^2)^2} \cdot \frac{U}{L} = a \cdot Sr_f^{\,b} \qquad (4.7)$$

angeben lassen. S_p bedeutet die Spektraldichte der turbulenten Wand-Druckschwankungen in $(N/m^2)^2/Hz$; a und b sind experimentell zu bestimmende und ortsabhängige Koeffizienten. Die turbulenten Wand-Druckschwankungen hängen nicht nur von der Verteilung der mittleren Geschwindigkeit, sondern auch von der Verteilung der Schwankungsgeschwindigkeiten ab. Bezeichnet man mit Δu die Größenordnung der Änderung der mittleren turbulenten Geschwindigkeit über die Länge L, die als charakteristische Länge des Strömungsraumes das energiereichste Wirbelgebiet bestimmt, so wäre es eine Hypothese, anzunehmen, daß bei gleichen Strömungsgeschwindigkeiten das Verhältnis $\Delta u/U$ im Modell und in der ähnlichen Großausführung übereinstimmen. Der Koeffizient a in Gl. (4.7) kann daher bei einer Umrechnung von Druckspektren auch noch vom Längenmaßstab L^m abhängen. Die Turbulenzanregung ist deshalb von Bedeutung, weil die Struktur darauf bevorzugt in ihrem Eigenverhalten antwortet. Wie in dem Kapitel 2 und 3 erläu-

tert, gilt das auch für bewegungskontrollierte und selbstinduzierte fluidelastische Erscheinungen. Die äußeren Erregungskräfte stehen im Resonanzfall allein mit den Dämpfungskräften im Gleichgewicht.

4.4. Dämpfung

Realistische Annahmen über die Dämpfung können nicht mehr aus einer isolierten Betrachtung von Apparate- oder Anlagenkomponenten gewonnen werden, sondern nur aus dem Verständnis des Energietransports und der Energierdissipation in der Gesamtanlage einschließlich der Umgebung (Fundamente, Schallabstrahlung usw.). Als Dissipationsmechanismen sind die innere Dämpfung in Form der mechanischen Hysterese und die äußere Dämpfung in Form von Reibungsverlusten an der Strukturoberfläche und im Umgebungsmedium sowie insbesondere an Auflagern und Nahtstellen von zusammengesetzten Strukturen von Bedeutung. Allgemeingültige Modellregeln dafür lassen sich infolge der nur in Teilbereichen bekannten physikalischen Zusammenhänge nicht angeben.

Ein Beispiel für die Werkstoffdämpfung von Stahl ist die mechanische Hysterese. Für die den Werkstoff kennzeichnende spezifische Dämpfungsenergie d_s wurde der empirische Zusammenhang

$$d_s = I \left(\frac{\sigma_s}{\sigma_D}\right)^{\beta} \qquad (4.8)$$

gefunden. Die Größe σ_D bezeichnet die Dauerfestigkeit; I in kNm / m³/zyklus und β sind Werkstoffkonstanten. Bei einer angenommenen harmonischen Bewegung ξ ist die Kraft F in Phase mit der Schwinggeschwindigkeit, so daß sich der energetische Zusammenhang

$$F_o.\xi_o.\omega_s \int_o^{1/f_s} \sin^2\omega_s t \, dt = \pi.F_o.\xi_o \approx d_s.L^3 = D_s \qquad (4.9)$$

ergibt und daraus der geforderte Zusammenhang zwischen den Maßstabsfaktoren $F^m.\xi^m=(L^m)^3$.

Für die Energiedissipation D_f einer mit der Amplitude ξ_o harmonisch schwingenden Struktur in einem strömenden Fluid lautet der funktionale Zusammenhang:

$$D_f = \emptyset\ (\rho_f; \nu_f; U; f_s; \xi_o; L_i) \qquad (4.10)$$

Mit ρ_f, L und f_s als Bezugsmaßgrößen ergibt sich daraus:

$$\frac{D_f}{\rho_f L^5 f_s^2} = \emptyset \left(\frac{U}{f_s \cdot L};\ \frac{\nu_f}{f_s L^2};\ \frac{\xi_o}{L};\ \frac{L_i}{L} \right) \qquad (4.11)$$

Unter Verwendung der bisher angegebenen Maßstabsverknüpfungen $f_s^m = (L^m)^{-1}$, $\xi^m = L^m$, $F^m = (L^m)^2$, $U^m = 1, \rho_f^m = 1$ und $\nu_f^m = 1$ müßte sich für den Energiemaßstab $D_f^m = (L^m)^3$ ergeben. Nach Gl. (4.11) besteht der Ähnlichkeitsdefekt wiederum in der "Schwing"-Reynolds-Zahl $f_s \cdot L^2/\nu_f$, der zu einer Überbewertung der Zähigkeitskräfte und damit der Energiedissipation im Modell gegenüber der Großausführung führt. Unter Berücksichtigung der oben angegebenen Maßstabsverknüpfungen ergibt sich auch für Galloping-Erscheinungen nach Gl. (2.5) das gleiche logarithmische Dekrement, wenn der Zähigkeitseinfluß auf die in m enthaltene mitschwingende Fluidmasse vernachlässigbar ist. Die in Gl. (3.14) für die Berechnung des Drehmoments T_p enthaltenen drei Anteile erfüllen ebenfalls die Maßstabsbedingung $T_p^m = (L^m)^3$. Die hier angeführten Beispiele sollen nicht darüber hinwegtäuschen, daß Ähnlichkeitsforderungen bezüglich der Dämpfung schwer zu erfüllen sind und sowohl bei der Großanlage als auch bei einer ähnlichen Modellanlage die Dämpfung letztlich eine experimentell zu bestimmende Größe bleibt. Dabei ist zu beachten, daß für zusammengesetzte Strukturen die Dämpfung infolge von Reibung in den Auflagern um mehr als zwei Zehnerpotenzen gegenüber der Dämpfung für die Strukturkomponenten zunehmen kann [89].

4.5 Folgerungen für den Bau der Modelle - Untersuchungsprogramm

Das im Vergleich zu einem ausgeführten 1200 MWe Reaktor maßstäblich verkleinerte fluidelastische Modell wurde aus gleichem Werkstoff gefertigt und mit gleichem Fluid bei gleicher oder auch reduzierter Strömungsgeschwindigkeit betrieben.

Unabhängig vom Durchsatz kann die Zähigkeit des Fluids über die Temperatur verändert und somit die Annahme der in Gl. (4.7) vernachlässigten Reynolds-Zahl experimentell überprüft werden. Das mit Luft als Strömungsmedium betriebene fluiddynamische Modell ist die maßstäbliche Verkleinerung eines ausgeführten 630 MWe-Reaktors und im Vergleich zum fluidelastischen Modell um den Faktor ≈ 1,3 kleiner. Variabel ist hier die Strömungsgeschwindigkeit. Die aus diesem Modell gemessenen breitbandigen Frequenzanteile in den Wand-Druckspektren müßten sich mit Hilfe von Gl. (4.7) auf das nur geringfügig größere fluidelastische Modell umrechnen lassen. Es gilt, dieses experimentell zu verifizieren und dann durch einen Vergleich mit Wand-Druckspektren der Großanlage (siehe Bild 6, 7) den noch möglichen Maßstabseinfluß in Gl. (4.7) abzuschätzen. Gesondert zu behandeln und auf ihre Ursache zurückzuführen sind schmalbandige Frequenzanteile in den Druckspektren. Entsprechend ihrer Herkunft können sie entweder anlagenspezifisch (Folge eines Ähnlichkeitsdefektes) oder aber ähnlichkeitsmechanisch relevant sein. Der Versuch einer Übertragung von Meßergebnissen ist nur für den letzten Fall sinnvoll. Anhand von Standschwingversuchen wird die nach Gl. (4.2) erwartete Frequenzverschiebung überprüft. Für durchströmte Versuche interessiert, inwieweit z.B. die am Modell gemessene Relativbewegung zwischen dem Druck- und Kernbehälter auf die Großausführung übertragbar und die Schwingbewegung der Modellstruktur in Druckschwankungssignalen nachweisbar ist.

5. Versuchsanlagen

Nach Kapitel 3 ist es begründet, die experimentelle Arbeit an einem Strömungsmodell zu beginnen und strömungsverursachte Anregungsmechanismen zunächst ohne den Einfluß der Strukturbewegung zu untersuchen. Diese Versuchsanlage stand während der aufwendigeren Konstruktions-, Fertigungs- und Aufbauphase der fluidelastischen Modellanlage, die zusätzlich Einsichten über das Zusammenspiel von Strukturbewegung und Strömungsanregung liefern sollte, schon für Messungen zur Verfügung.

5.1. Fluiddynamische Versuchsanlage (Strömungsmodell)

Die Experimente wurden mit Luft als Strömungsmedium durchgeführt. Wie Bild 11a zeigt, saugt der Ventilator die Luft durch vier Einlaufrohre aus der Umgebung durch das Modell und bläst ins Freie ab. Die offene Betriebsweise der Anlage und die saugseitige Anordnung des Modells wurden gewählt, um den Einlauf frei von Störeinflüssen zu halten und das Innere des Kernbehälters, in dem nicht gemessen wurde, als Schalldämpfer für den vom Ventilator abgestrahlten Lärm mit auszunutzen. Der Ventilator besitzt 8 Schaufeln; er mußte im gleichen Raum wie das Modell untergebracht werden (Schallabstrahlung ≈ 95 DIN-phon). Ein auf zwei Drehzahlen umschaltbarer Elektro-Motor treibt ihn über Keilriemen an. Die gesamte Antriebseinheit steht auf einem eigenen Fundament und ist mit den Auslaufrohren über ein flexibles Schlauchstück verbunden. Das so mechanisch abgekoppelte Reaktormodell hängt in einem massiv ausgeführten Stahlgestell.
Die mittlere Strömungsgeschwindigkeit in den Einlaufrohren wird mit Hilfe von Einlaufdüsen und U-Rohrmanometern im Differenzdruckverfahren bestimmt. Die Eichung der Einlaufdüsen erfolgte durch Vergleich mit einer Norm-Venturidüse nach DIN 1952 in einer geraden Rohrstrecke. Für die Messung des Wirkdruckes an der Venturidüse und der Druckdifferenz zur Umgebung an der Einlaufdüse stand ein Betz-Manometer zur Verfügung. Der Durchsatz durch das Reaktormodell kann durch eine druckseitig am Ventilator angebrachte Drosselklappe und im unteren Bereich zusätzlich durch Umschalten der Drehzahl

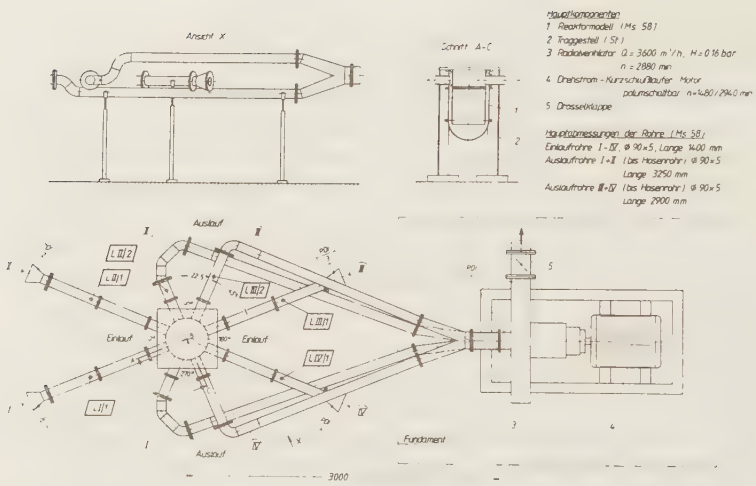


Bild 11a: Fluiddynamische Modell-Anlage mit Rohrleitungen im Auslauf

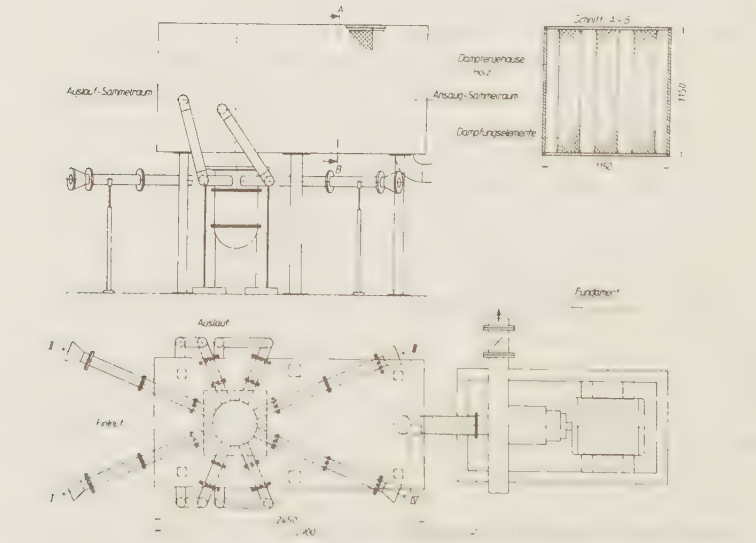


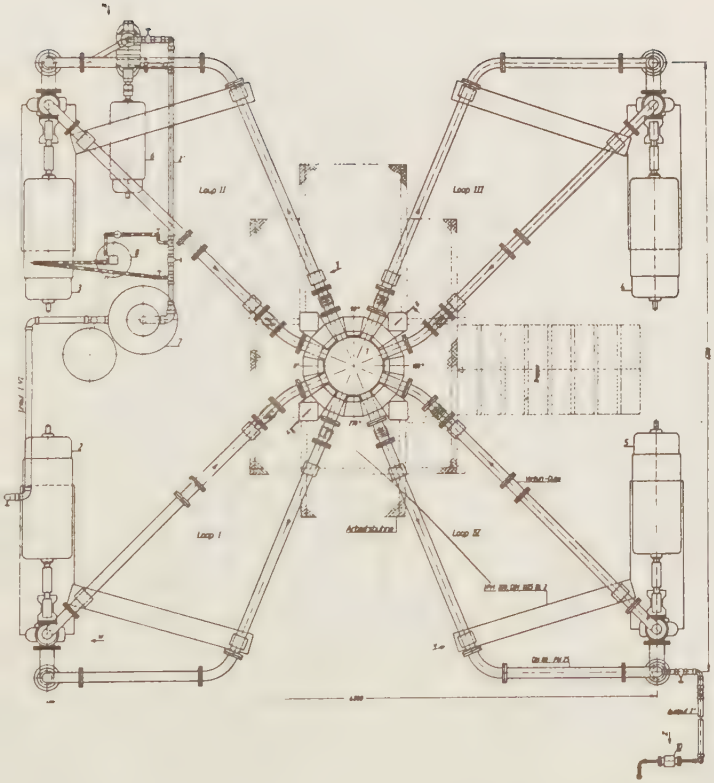
Bild 11b: Fluiddynamische Modell-Anlage mit Schalldämpfer im Auslauf

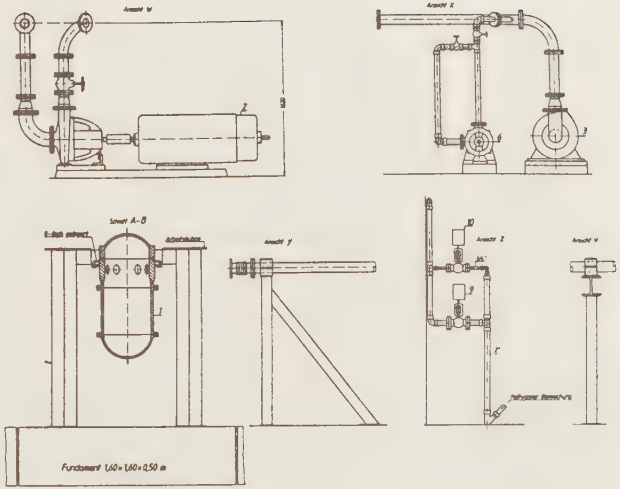
variiert werden. Weitere Betriebsmeßgrößen sind die Förderhöhe des Ventilators, die Umgebungstemperatur und der Umgebungsdruck. Die maximal erreichbare Strömungsgeschwindigkeit im Einlaufrohr beträgt 53 m/s bei einer Förderhöhe von 0,165 bar. Bezogen auf den Rohrdurchmesser, ergibt sich damit bei einer Temperatur von 14 °C eine Reynolds-Zahl von $2{,}9 \cdot 10^5$. Die Strömungsverhältnisse sind turbulent, und der Einfluß der Kompressibilität der Luft auf die Ausbildung des zeitlich gemittelten Strömungsfeldes im Modell noch vernachlässigbar (Mach-Zahl im Einlaufrohr Ma = 0,16).

Auf Grund anders strukturierter Meßergebnisse an einem ebenfalls mit Luft als Strömungsmedium betriebenen Siedewasser-Reaktormodell [51] (siehe Kapitel 2.2.1) entstanden Zweifel, ob die Unterschiede in den auf der Strukturoberfläche gemessenen Druckspektren allein auf den Einfluß der unterschiedlichen Geometrie des Strömungsraumes zurückzuführen sind. Um eine anlagenspezifische Färbung der Meßergebnisse durch den Ventilator zu erkennen, wurde daher, wie Bild 11b zeigt, im Übertragungspfad zwischen Modell und Ventilator zusätzlich ein Schalldämpfer eingebaut. Auf eine strömungstechnisch günstige Gestaltung dieser Auslaufkonfiguration wurde verzichtet, weil nur ein Vergleich mit den vorher an diesem Modell erzeugten Meßergebnissen von Interesse war.

5.2 Fluidelastische Modellanlage (Strömungs- und Schwingungsmodell)

Über den Aufbau der fluidelastischen Modellanlage informiert Bild 12; dort sind die Auslegungsdaten für die wichtigsten Anlagenkomponenten angegeben. Jeder Loop wird mit einer eigenen Kreiselpumpe betrieben, die über eine Kupplung mit dem Antriebsmotor verbunden ist. Die Antriebseinheit steht auf einer gemeinsamen, im Boden verankerten Grundplatte. Die Lüfter für die Kühlung der Antriebsmotoren sind auf einem eigenen Gestell befestigt und mit dem Motor über eine Weichgummimanschette verbunden. Die einstufig ausgeführten vier Kreiselpumpen besitzen sieben Lauf- aber keine Leitschaufeln. Die verwendeten Antriebsmotoren sind im Bereich 400 -





Nr	Bezeichnung	Hersteller	Spezifikation
1	Reaktordruckbehälter	Deggendorfer Werft	Prüfdruck 32,5 bar
2-5	Hauptkühlmittelpumpen Drehstrom-Nebenschluß-Mot	KSB Pfeiler	Typ ETANORM, Q_V = 180 m³/h, H_V = 6,6 bar Typ KLA 834-4, Bauform B 3, N_M = 2,3-4,5 kW, 120-2400 min⁻¹, drehzahlregelbar
6	Druck- und Spesepumpe Drehstrom-Nebenschluß-Mot	KSB Pfeiler	Typ WKLn 40/5, Q_V = 15 m³/h, H_V = 10 bar Typ KLA 634-4, Bauform B 3, N_M = 0,85-17 kW, 120-2400 min⁻¹, drehzahlregelbar
7	Wasservorlage mit Füllstandsregler	—	PN = 6 bar, V = 0,5 m³
8	Wasseraufbereitungsanlage	Berkefeld	Typ HE 4-148, Durchsatz Q_V = 0,6 - 5,5 m³/h
9	Einsatz Durchgangs-Stellventil (gleichprozentige Kennlinie)	Samson	Typ 241, DN 40, PN 40, K_{VS} = 25
10	desgl.	Samson	Typ 241, DN 20, PN 40, K_{VS} = 6,3

Bild : 12 Versuchsanlanlage : Fluidelastische Druckwasserreaktor - Modell

2400 U/min kontinuierlich drehzahlveränderlich. Die Verwendung drehzahlveränderlicher Motoren sollte dazu beitragen, den von den Antrieben erwarteten Störeinfluß variabel zu halten. Die ursprünglich noch vorgesehene Möglichkeit, den Förderstrom zusätzlich bei konstanter Motordrehzahl über einen Bypaß zu verändern, konnte nicht mehr verwirklicht werden. Der druckseitig an den Kreiselpumpen eingebaute Schieber ist in dieser Hinsicht als ein Notbehelf anzusehen. Nach Bild 9 ergäbe sich eine aussagekräftige Versuchskonfiguration, wenn sowohl die von den Antrieben aufgeprägte als auch die strömungsverursachte Anregung unabhängig voneinander variiert werden könnten, ohne daß der dazu notwendige Eingriff zusätzlich größere Störungen in die Anlage hineinträgt. Für die Abstützung der Rohrleitungen sind sowohl im Ein- als auch im Auslauf der Loops jeweils zwei Stahlstützen mit Rohrschellen schwerer Bauart vorgesehen. Die Ankopplung der Loops an den Reaktordruckbehälter erfolgt über insgesamt acht geführte Metallfaltenbalg-Kompensatoren, die eine axiale Federsteifigkeit von 85 N/mm besitzen. Durch diese weiche Verbindung werden die Bewegungen des Reaktordruckbehälters von den Bewegungen der Rohrleitungen entkoppelt.
Eine im Auslauf von Loop II angeschlossene mehrstufige Kreiselpumpe (7 Lauf- und 6 Rückschaufeln für den Ausgleich des Axialschubs) mit ebenfalls drehzahlveränderlichem Antrieb sorgt für die Druckhaltung in der Anlage. Gleichzeitig hat diese Pumpe die Aufgabe, die Anlage durch Einspeisung von Kaltwasser zu kühlen. Die von den Hauptpumpen zugeführte Energie würde sonst die Anlage so schnell aufheizen, daß Messungen bei tiefen Temperaturen unter stationären Bedingungen nicht möglich gewesen wären. Sowohl über die Drehzahl der Pumpe als auch über den im Auslauf von Loop IV angeordneten Warmwasseraustritt mit einem Grob- und einem Feinventil läßt sich die zugeführte Kaltwassermenge und damit die Temperatur in der Anlage einstellen. Da diese Pumpe auch im Bypaß gefahren werden kann, besteht die Möglichkeit, den Vordruck in der Anlage bei veränderter Kaltwasserzufuhr auch dann konstant zu halten, wenn wahlweise nur die Drehzahl der Pumpe oder nur die Drosselung im Warmwasseraustritt verän-

dert wird. Die Pumpe saugt Kaltwasser aus einer Wasservorlage an, die vom städtischen Wassernetz versorgt wird. Den Wasserstand in der Vorlage regelt ein Schwimmerventil. Das Luftpolster über der Wasseroberfläche stand bei den meisten Versuchen unter Umgebungsdruck; einige orientierende Versuche wurden bis zu einem Überdruck von 2 bar gefahren. Mit Hilfe der Wasservorlage gelang es, die Druckschwankungen im städtischen Wassernetz in der Anlage zu eliminieren.

An den vier, auf einem eigenen Fundament befestigten Hauptstützen sind die Tragringsegmente für die Lagerung des Reaktordruckbehälters angeschraubt. Diese Hauptstützkonstruktion kann zusätzlich durch diagonal angeordnete Verstrebungen versteift werden. Der Tragring besteht aus 16 Elementen (Öffnungswinkel jeweils 22,5°), wobei die zu einem Segment gehörenden drei Elemente miteinander verschweißt und die insgesamt vier Segmente mit dem an den Hauptstützen angeschweißten Element verschraubt sind. Die gesamte Stützkonstruktion ist aus quadratischen Hohlprofilen aufgebaut. An acht Tragringelementen sind Winkelprofile mit zwei seitlichen Versteifungsblechen als Auflager für die Pratzen des Reaktordruckbehälters angeschweißt. Die Pratzen liegen auf einer im freien Schenkel des Winkelprofils gekonterten M10-Schraube auf, mit deren Hilfe die bei der geschweißten Tragring-Verbundkonstruktion notwendige Niveauregulierung erfolgt. Zwei beiderseits an der Pratze vorbeigeführte Zuganker mit einem Querbügel, der auf der Pratze aufliegt, ermöglichen ein Verspannen der Pratze gegen die Auflager-Schraube. Auch bei der Großausführung sind die acht Pratzen in einer Tragring-Stahlkonstruktion gelagert, die jedoch auf einem Betonfundament aufliegt. Es ist dem Verfasser nicht bekannt, ob und wie sichergestellt wird, daß alle acht Pratzen gleich tragen. Dazu müßten bei dem statisch unbestimmten System die Auflagerkräfte gemessen und gleich eingestellt werden. Geschieht das nicht, so entsteht eine undefinierte Lagerung, bei der die Symmetrie verlorengehen kann. In dem Fall sind Vertikal- und Pendelschwingungen des Reaktordruckbehälters miteinander gekoppelt. Wegen der

vom Umfangwinkel abhängigen Steifigkeit der Lagerung werden zwei Pendel-Eigenfrequenzen des Reaktordruckbehälters existieren.

Die mittlere Strömungsgeschwindigkeit in jedem Loop wird mit Hilfe von Norm-Venturidüsen nach DIN 1952 bestimmt und der erzeugte Wirkdruck an einem Differenzdruck-Manometer abgelesen. Ein zwischen der Wasservorlage und der Speisepumpe eingebauter Zähler zeigt die zugeführte Kaltwassermenge an. Jeder Ein- und Auslaßstutzen am Reaktordruckbehälter besitzt eine Bohrung für die statische Druckmessung. Die statischen Einlaufdrücke von allen vier Loops können an Manometern abgelesen werden. Die Messung der statischen Druckdifferenz zwischen einem Ein- und Auslauf und damit über jeden Loop erfolgt durch Öffnen der jeweiligen Absperrventile zu einem Differenzdruck-Manometer. Alle verwendeten Manometer wurden mit einem Feinmeßmanometer (Klasse 0.06) nachgeeicht. Die Wassertemperatur wird über ein Digitalthermometer mit einem Thermoelement als Fühler gemessen. Dabei ergab sich auch experimentell ein vernachlässigbarer Temperaturgradient über der Anlage. Die fünf Elektro-Motoren und die beiden Ventile im Warmwasseraustritt besitzen elektrische Stellantriebe für die Drehzahlveränderung bzw. Einstellung des Ventilhubes und auch elektrische Geber für eine analoge Fernanzeige des Ist-Wertes. Anhand von Drehzahlmessungen mit einem Stroboskop wurden die Fernanzeigen für die Drehzahl nachgeeicht. Sollten Versuche jedoch bei gleicher Drehzahl der vier Hauptpumpen gefahren werden, so erfolgte die Einstellung der Drehzahl mit dem Stroboskop.

Bevor abschließend noch Anmerkungen zum Aufbau der Anlage folgen, sollen einige Betriebsdaten angegeben werden. Bei voller Drehzahl wälzen die vier Kreiselpumpen 965 m^3 Wasser/h um. Die Strömungsgeschwindigkeit im Loop beträgt dann 13,3 m/s und die statische Druckdifferenz zwischen dem Ein- und Auslauf der Loops 2,6 bar; durch die Kühlung treten hierbei geringfügige Unterschiede zwischen den Loops auf. Die meisten Versuche wurden bei einer Motordrehzahl von

2000 U/min gefahren. Die umgewälzte Wassermenge beträgt dann 840 m^3/h, die Strömungsgeschwindigkeit in den Loops 11,6 m/s und die statische Druckdifferenz 2,05 bar. Die Reynolds-Zahl, bezogen auf den Rohrdurchmesser der Loops, liegt bei $7,3 \cdot 10^5$. An Kühlwasser wurden für die Kaltversuche (11 °C - 16 °C) maximal 15,5 m^3 Kaltwasser/h zugeführt. Durch eine stärkere Drosselung der beiden Ventile im Warmwasseraustritt und Öffnen des Bypaß-Ventils an der Speisepumpe konnten unter nahezu gleichen Betriebsbedingungen stationäre Temperaturversuche bis zu 90 °C mit einer Reynolds-Zahl von $2,8 \cdot 10^6$ gefahren werden. Auf eine weitere Temperatursteigerung wurde verzichtet, weil bei ≈ 120 °C die kritische Grenze für einige Gebertypen und Meßkabel liegt. Damit erfüllt die Anlage die bei der Projektierung zugrundegelegten Spezifikationen und verfügt von den Antrieben her noch über ausreichende Reserven für den später vorgesehenen Einbau von Wärmetauschern und Dämpfungsbehältern in den Loops.

Wie in Kapitel 2 erwähnt, kann das dynamische Verhalten einer Anlage nicht isoliert von den Eigenschaften der Umgebung gesehen werden. Die Anlage mußte in einer vorhandenen Technikumshalle untergebracht werden. Daraus ergaben sich folgende Nachteile:

- Die Halle ist nicht unterkellert. Ihr Fußboden besteht aus einer auf den gewachsenen Boden aufliegenden Betondecke als Fundament mit Stützen für die Estrich-Deckschicht, wobei der Hohlraum dazwischen mit Sand ausgefüllt ist. Der Tragring für den Reaktordruckbehälter konnte daher nicht in einer Betondecke bzw. auf einem Betonfundament mit einer entsprechend großen Gegenmasse gelagert werden. Die erwähnte Hauptstützkonstruktion mit vier Stahlträgern (180 x 180 x 8 mm) wurde gewählt, weil der Reaktordruckbehälter von außen zugänglich sein sollte. Im Unterschied zu der Großausführung treten daher auch Biege- und Torsionsschwingbewegungen des Gestells in den Meßsignalen des Reaktormodells auf. Als Kompromiß wurde eine tieffrequente Abstimmung mit möglichst aus-

reichender Steifigkeit gegen Pendelbewegungen des Reaktordruckbehälters angestrebt.

- Die erzwungene Anregung von den Antrieben wirkt nicht nur über die Rohrleitungen sondern auch über den Fußboden auf das Reaktormodell, obwohl dieses auf einem eigenen Fundament steht. So verursachen die von den vier Antriebsmotoren mechanisch abgekoppelten Lüfter eine am Reaktormodell meßbare Unwuchterregung. Dabei ergab sich, daß die Übertragungseigenschaften des Fußbodens von den Antrieben zum Modell hin nicht gleich sind; insbesondere unterscheiden sich hier die Loops I/IV von den Loops II/III.

5.3 Versuchsmodelle

Die beiden Modelle entsprechen in ihrem Aufbau den Druckwasserreaktoren der Westinghouse/KWU-Baulinie [81]. Soweit vom Kenntnisstand und vom Fertigungsaufwand her möglich, erfolgte der Nachbau geometrisch ähnlich. Da beide Reaktoren sich in ihrem Aufbau kaum unterscheiden, sollen die Modelle hier gemeinsam beschrieben werden. Als Zusammenbauzeichnung zeigen die Bilder 13a und 13b die Längs- und Querschnitte des fluidelastischen Modells.

Die Hauptströmung tritt durch vier am Umfang des Reaktordruckbehälters (1) angeordnete Eintrittstutzen in den Reaktor ein, strömt in dem aus den Reaktordruckbehälter und Kernbehälter (2) gebildeten Ringspalt in den unteren Sammelraum (Reaktorboden) und soll von hier aus möglichst gleichförmig in den aus Brennelementen (11) bestehenden Reaktorkern eintreten. Dazu ist eine Stauplatte (15), die am Unteren Rost (14) befestigt ist, vorgesehen. Der Untere Rost dient als Tragkonstruktion für die Brennelemente des Reaktorkerns und ist auf dem unteren Kernbehälterrand, der als Tragring ausgebildet ist, gelagert. Die Kernumfassung (12) begrenzt den Reaktorkern über seine axiale Länge seitlich. Nach Verlassen des Reaktorkerns erreicht die Hauptkühlmittelströmung über die Gitterplatte (8) den oberen Sammelraum und tritt damit in den Bereich des oberen Kerngerüstes ein. Von hier

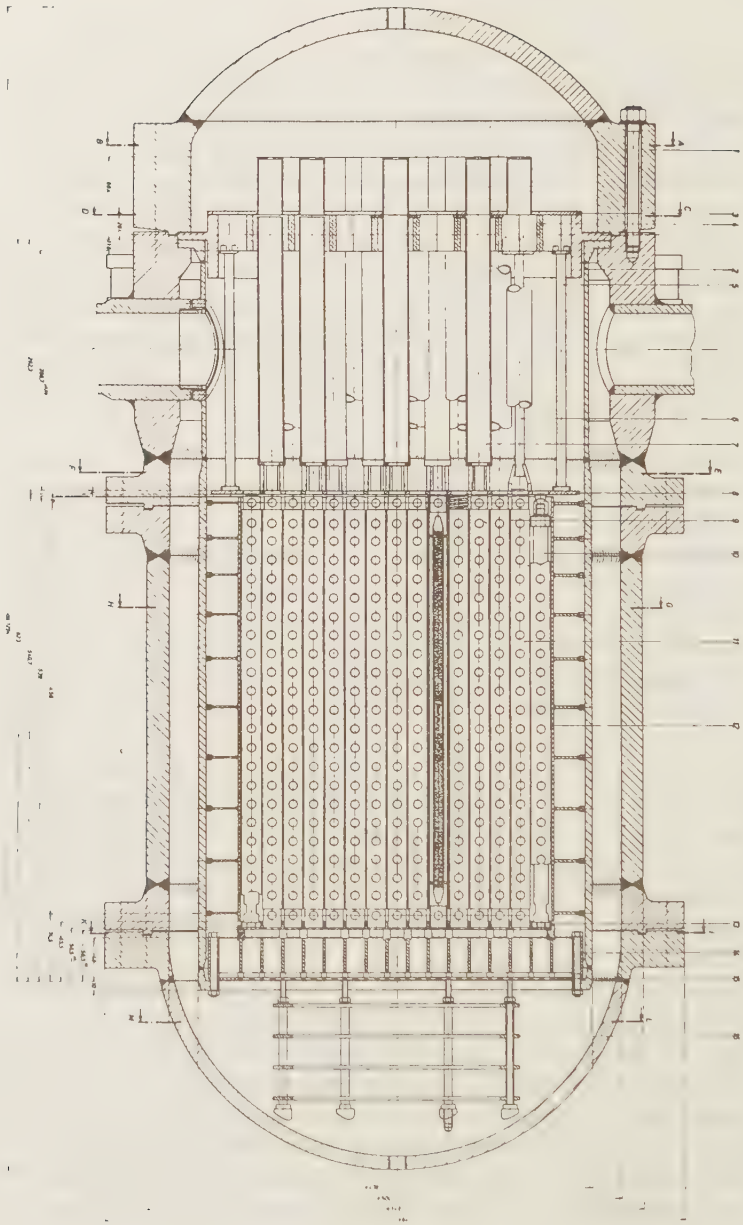
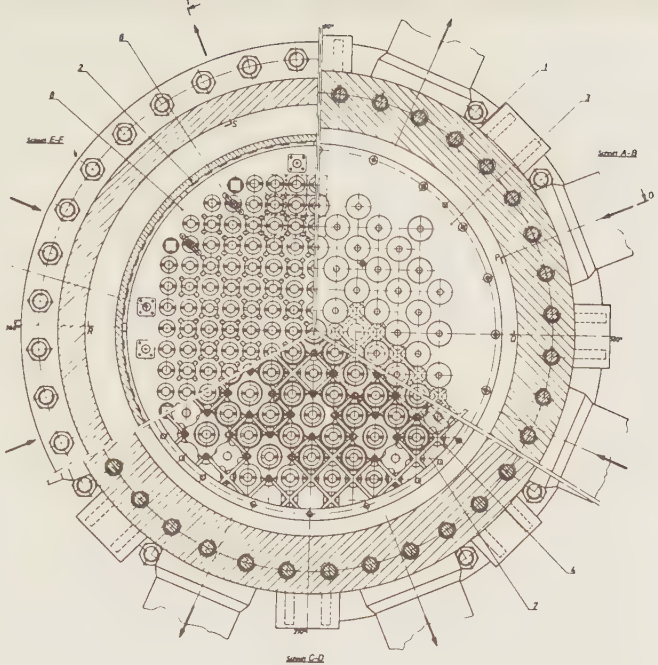


Bild. 13a Druckwasserreaktor - Modell (Längsschnitt)



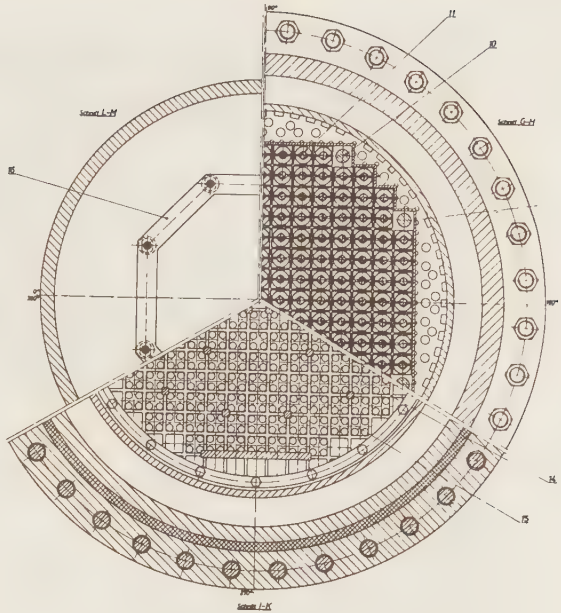


Bild: 13b Druckwasserreaktor - Modell (Querschnitte)

aus erfolgt dann die Aufteilung des Strömungsmediums auf die vier am Umfang des Reaktordruckbehälters verteilten Austrittsstutzen. Der auf dem Reaktorboden befestigte Schemel (16) dient als Absturzsicherung für den Kernbehälter. Für das Modell wurden die Werkstoffe 1.4541 und 1.4571 verwendet. Nachfolgend sollen Erläuterungen zur Konstruktion des Modells gegeben werden. Fotos dienen dazu, die angegebenen Schnittzeichnungen zu veranschaulichen.

5.3.1 Reaktordruckbehälter (1)

Der Reaktordruckbehälter besteht aus einem Behälterunterteil und dem Reaktordeckel. Aus Gründen der leichteren Handhabung des Modells wurden im Behälterunterteil, abweichend von der Großausführung, zwei Flanschverbindungen vorgesehen, so daß der Reaktorboden und der zylindrische Schuß bei eingebautem Kernbehälter entfernt werden können. Gegenüber der geforderten Masse für den Modell-Druckbehälter von 548 kg ergibt sich durch die Flanschverbindungen eine Vergrößerung um 15 %. Die beiden Flanschverbindungen erhöhen auch das Pendel-Trägheitsmoment des Druckbehälters um 29 kgm^2 auf insgesamt 150 kgm^2. Gegenüber der Großausführung können die nunmehr drei Einzelmassen des Modell-Behälterunterteils durch die Dichtungen in Verbindung mit den Dehnschrauben meßbare Veränderungen im vertikalen Eigenschwingverhalten bewirken. Dagegen ist die Anregung nennenswerter Biege- und Schalenschwingungen bei diesem dickwandigen Bauteil nicht zu erwarten. Bild 14 zeigt den Reaktordruckbehälter und seine Lagerung in der Hauptstützkonstruktion. Zu erkennen sind zwei der acht Kompensatoren, dazwischen eine von acht Auflagerschrauben sowie Rohrleitungen zu den Druckabnahmebohrungen im Strömungsein- und Strömungsaustritt. Weiter sind Bohrungen für den Einbau von Druck- und Relativweggebern am Druckbehälter vorgesehen. Mit Hilfe von Adaptern können Beschleunigungsgeber an verschiedenen Stellen des Druckbehälters von außen angeschraubt werden, so z.B. am überstehenden Gewinde der Flansch-Dehnschrauben. Am Reaktordeckel sind Stopfbuchsen erkennbar, durch die die Meßkabel von intern eingebauten und voll gekapselten Meßgebern in Metallrohren nach außen geführt werden.

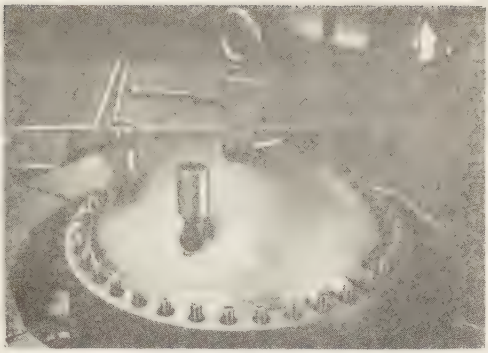


Bild 14:
Reaktordruckbehälter des fluidelastischen Modells

5.3.2 Kernbehälter (2) und Kernumfassung (12)

Der Kernbehälter in Verbindung mit der integrierten Kernumfassung ist eine Verbundkonstruktion, die aus einem Zylindermantel, Umfassungsblechen und Formrippen besteht. Durch diese Anordnung wird eine Versteifung der Zylinderschale erreicht, wobei gleichzeitig, infolge der ebenen Begrenzung der Kernumfassung, diese Struktur eine vom Umfangswinkel abhängige Steifigkeit besitzt. Der Nachbau erfolgte weitgehend geometrisch ähnlich. Die Gesamtmasse beträgt 88,8 kg. Bild 15 zeigt beide Bauteile.

Am Kernbehälter sind die Senkbohrungen für die Befestigungsschrauben der Kernumfassung zu erkennen und zusätzlich größere Aussparungen in drei vertikal untereinander angeordneten Meßebenen für die Winkelpositionen 0°, 200° und 270° (siehe Bild 12). Hier werden die Deckel von Meßadaptern eingesetzt, die zwischen dem Kernbehälter und der inneren Begrenzung der Kernumfassung - also in einem Strömungstotraum - angeordnet sind. Jeder Adapter in der 0° und 270° Meßposi-

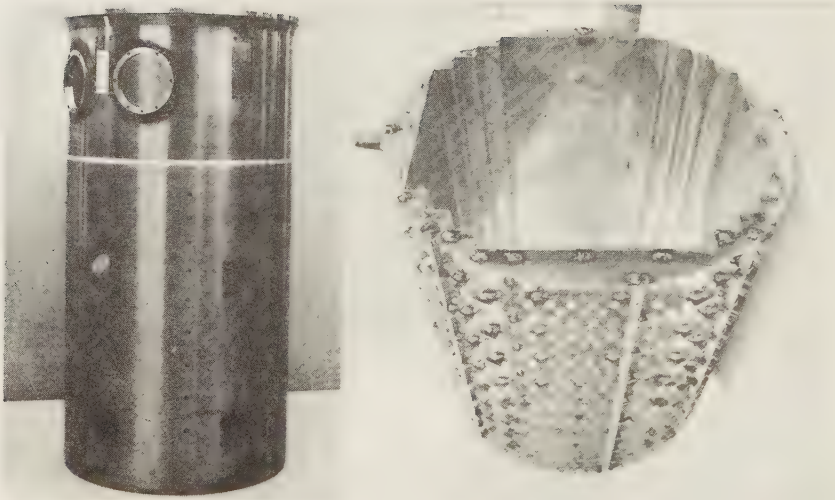


Bild 15: Kernbehälter und Kernumfassung des fluidelastischen Modells

tion kann zwei Druckgeber für Messungen zum Ringspalt und zum Kern hin sowie drei Beschleunigungsgeber (triaxial) aufnehmen. Aus Platzgründen war es in der 200° Meßposition nur möglich, die Druckschwankungen im Ringspalt und die Bewegungsgröße radial zu messen. Von den Adaptern aus, die gegen die Wasserumgebung abgedichtet sind, wurden die Meßkabel in Metallrohren und Metallschläuchen über die Stopfbuchsen am Reaktordeckel nach außen geführt.

5.3.3 Unterer Rost (14) und Kernbereich (11)

Der Untere Rost und die daran von unten angeschraubte Stauplatte (15) wurden, mit Ausnahme der Lagerung für die Brennelemente, ähnlich nachgebaut. Die Einspannung des Rostes am Kernbehälter entspricht der der Großausführung. Schwierigkeiten bei der Nachbildung bereitete der Reaktorkern. Jedes der

insgesamt 193 Brennelemente ist einzeln gelagert und besteht aus 236 Brennstäben. Im Modell wurde die äußere Kontur der im Querschnitt quadratischen Brennelemente mit Vierkant-Profilen nachgebildet. Bohrungen am Umfang der Profile sollen den bei der Großausführung möglichen Ausgleich der fluiddynamischen Feldgrößen in radialer Richtung auch im Modell nicht vollständig unterdrücken. Ein im Inneren des Vierkant-Profiles zentral angeordnetes und mit Blei gefülltes Rohr wurde so bemessen, daß, maßstabsgerecht, einerseits der freie Strömungsquerschnitt in axialer Richtung erhalten bleibt und andererseits die durch das Uran erhöhte Masse für jedes Brennelement berücksichtigt wird. An den Enden der Vierkant-Profile sind kurze Rohrstücke angeschweißt. Abweichend von der Großausführung dienen eine Stützplatte (15), in der das untere Ende der Elemente eingepaßt ist, und eine Führungsplatte (9) sowie acht Anker dazu, den Modell-Kern zu einem Käfig zusammenzufassen. Dieser steht auf dafür vorgesehene und maßstäbliche Erhöhungen des Unteren Rostes mit radial vorgesehenen Führungsleisten. Kräfte vom Kern auf den Rost werden bei dieser Konstruktion daher nicht mehr gleichmäßig (über jedes Brennelement) sondern mehr lokal eingeleitet. Die Masse für den Unteren Rost beträgt 16,8 kg und für den Kern 161,6 kg. Bezüglich der elastischen Eigenschaften haben die "Brennelemente" im Modell keine Ähnlichkeit mit denen der Großausführung. Bild 16 zeigt den Unteren Rost und das Brennelement-Bündel.

5.3.4 Oberes Kerngerüst

Das Obere Kerngerüst besteht aus der Gitterplatte (8), der Deckplatte (3), dem Oberen Rost (4), den Führungsrohren für die Steuerelemente des Reaktors (7) sowie aus Stützen, welche die Führungsrohre umgeben und die Gitterplatte mittragen. Die Steuerelemente des Reaktors, die durch den Reaktordeckel nach außen geführt sind, wurden im Modell nicht mehr eingebaut. Abgesehen davon und von nicht mehr im Modell nachbildbaren Feinheiten, die sich erfahrungsgemäß erst in den höheren Schwingungs-Modes auswirken, kann bezüglich der Strömungsführung und der elastischen Eigenschaften dieser

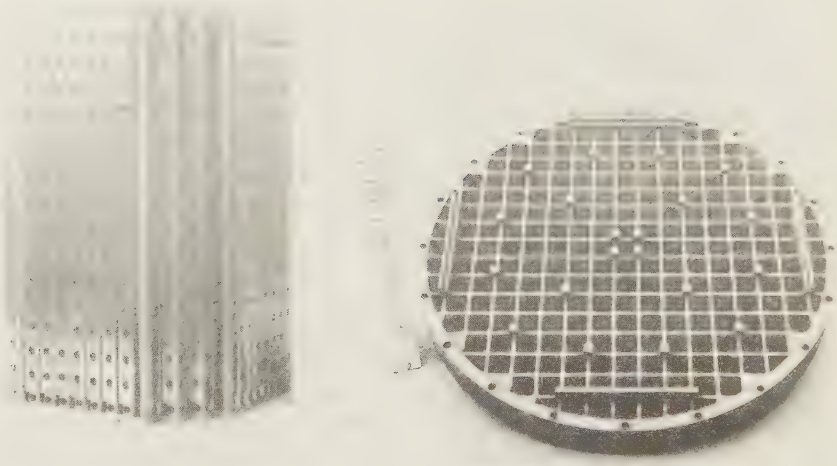


Bild 16: Unterer Rost (von oben) und Kern des fluidelastischen Modells

kompliziert aufgebauten Struktur von einem ähnlichen Verhalten ausgegangen werden. Die Masse des Oberen Kerngerüstes beträgt 50 kg. Bild 17 zeigt dieses Bauteil. Am Umfang des Flansches sind Senkbohrungen für den Einbau von Niederhalte-Federn (Tellerfeder-Pakete) zu erkennen, die für die Einspannung des Kernbehälters in den Druckbehälter von Bedeutung sind. Darauf wird in Kapitel 7 eingegangen.

5.3.5 Fluiddynamisches Modell

Das fluiddynamische Modell ist in Bild 18 dargestellt. Daraus ist zu ersehen, daß für dieses Modell der Kern und das Obere Kerngerüst nicht nachgebaut wurden. Um in diesem Bereich Hohlraumresonanzen stärker zu dämpfen, wurden die Kernumfassung (3) aus Kunststoff gebaut und die schallhart reflektierende Oberkante zusätzlich mit schallabsorbierendem Schaumstoff (7) versehen. Dem Bild 18 sind auch Hauptmaße sowie konstruktive Einzelheiten des Modells zu entnehmen.

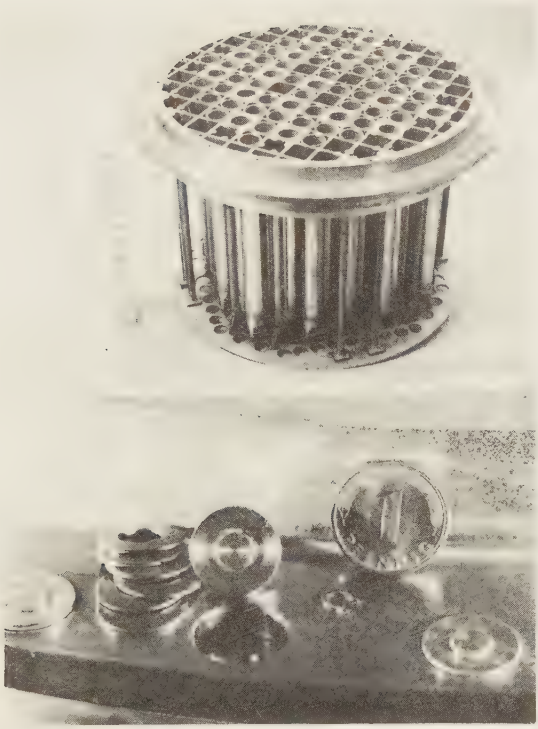


Bild 17: Oberes Kerngerüst mit Niederhalter-Federn im Flansch des Oberen Rostes

5.4 Meßinstrumentierung

In Diskussionen wurde wiederholt die Frage nach den zu erwartenden Druckschwankungskräften in Reaktoranlagen gestellt und die Möglichkeit erörtert, Strukturbewegungen in Druckschwankungssignalen nachzuweisen. Die Messung von Druckschwankungen stand daher bei beiden Modell-Anlagen im Vordergrund. In der ersten Stufe wird man in einer Anlage für Messungen von Druckschwankungen eine "globale" Instrumentierung vorsehen müssen. Nur so ist es möglich, zunächst eine Vorstellung von der Struktur der Meßsignale an verschiedenen Stellen der Anlage zu erhalten. An der fluidelastischen Modell-Anlage können an jedem der vier Loops Druckgeber an

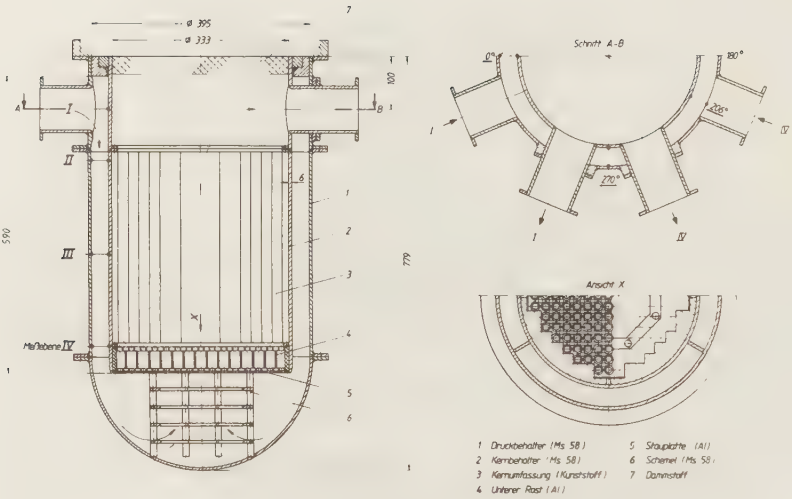


Bild 18: Fluiddynamisches Druckwasser-Reaktormodell

mehreren Stellen in die Rohrwand eingeschraubt werden. Somit lassen sich die Druckschwankungen vom Strömungseintritt in den Loop über die Kreiselpumpe zum Strömungseintritt in den Reaktor verfolgen. Auch das Zusammenwirken verschiedener Loops wird dadurch meßtechnisch erfaßbar. Im Ringspalt zwischen Druck- und Kernbehälter befinden sich jeweils in drei untereinander angeordneten Meßebenen und drei ausgezeichneten Umfangswinkel-Positionen weitere Druckgeber (siehe Kapitel 5.3.2). Mit dafür vorgesehenen Adaptern können von den zum Ringspalt messenden Positionen auch Druckschwankungen an der Kernumfassung und im Bereich des Oberen Kerngerüstes gemessen werden. Weiter ist es möglich, an verschiedenen Stellen des Druckbehälters (u.a. im Reaktorboden und Reaktordeckel) Druckgeber von außen einzuschrauben. Durch die gewählte Anordnung der Meßgeber läßt sich der Verlauf von Druckschwankungen über die gesamte Anlage verfolgen. An nahezu allen Meßpositionen für Druckgeber besteht die Möglichkeit, simultan Bewegungsgrößen der Struktur mit Be-

schleunigungsgebern in den drei Raumrichtungen (triaxial) zu messen. Für Relativwegmessungen zwischen dem Druck- und Kernbehälter wurden zusätzlich berührungslos messende Wegaufnehmer eingesetzt. Als Beispiel informiert Bild 19 über die Konstruktion für die Relativmessung. Da die Sensor-Oberfläche des Gebers druckempfindlich ist, erwies es sich als notwendig, die Druckkräfte über einen temperaturbeständigen Kunststoff (Makrolon 8030) der vom Geber selbst nicht "wahrgenommen" wird, aufzufangen. Die Druckschwankungs-Messungen am fluiddynamischen Modell sollten zur Klärung der instatio-

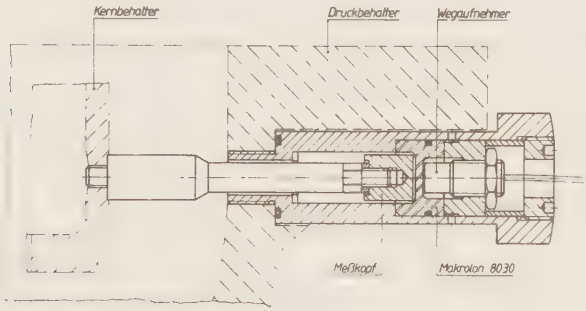


Bild 19: Kapselung der Relativwegmessung am fluidelastischen Modell (Maßstab 2 : 1)

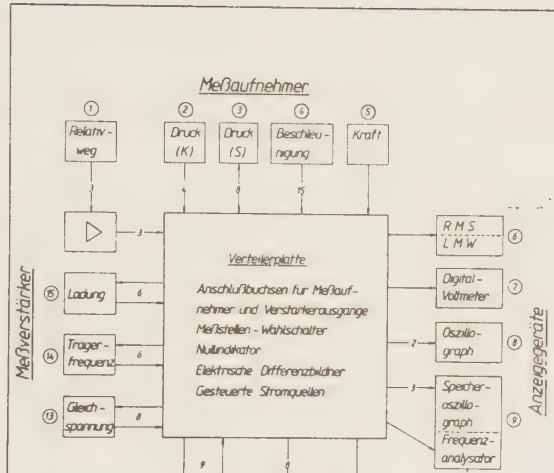
nären Einströmverhältnisse in den Reaktor beitragen. Daher sind Geber in den Einströmrohren und am Kernbehälter - zum Ringspalt hin messend - in vier untereinanderliegenden Meßebenen und an gleichen Umfangswinkel-Positionen wie beim fluidelastischen Modell angeordnet. Weitere Meßpositionen sind an den Auslaufrohren vorgesehen. Alle Druckmessungen erfolgen lokal, d.h. ohne zwischengeschaltete Druckleitungen. Die Druckgeber sind in den Wänden versenkt eingebaut; ein Störeinfluß auf das Strömungsfeld ist nicht vorhanden. Die verwendeten Meßgeber werden in Kapitel 6 spezifiziert und ihre Meßposition bei der Diskussion der Meßergebnisse in Kapitel 7 angegeben.

6. Meßdatenerfassung und Meßdatenverarbeitung

In diesem Kapitel wird der Datenfluß, angefangen von den verwendeten Meßgebern, bis hin zur Auswertung der Meßsignale und Darstellung der Meßergebnisse erläutert. Die Anforderungen an Meßgeber, Meßverstärker und weiterverarbeitende Geräte in der Meßkette hinsichtlich der Empfindlichkeit, der Bandbreite und der erforderlichen Dynamik mußte während der Aufbauphase der Anlagen spezifiziert werden. Zu dem Zeitpunkt standen Anhaltswerte von vergleichbaren Messungen an Großanlagen nur in beschränktem Umfang zur Verfügung. Mit größeren Unsicherheiten behaftet, andererseits aber auch nicht primär als Untersuchungsgegenstand anzusehen, waren Anhaltswerte über die Größe der zu erwartenden Fremdanregung von den Antriebsmotoren und Kreiselpumpen bzw. dem Radialventilator her. Beim Aufbau der Meßkette galt es daher, auf einen hinreichend großen Dynamik-Bereich zu achten. Nur dadurch ist sichergestellt, daß bei einer möglichen Vollaussteuerung der Meßkette durch die Fremdanregung auch die schwächer im Meßsignal enthaltenen Informationen über das Eigenverhalten der Anlage noch aufgelöst werden. Für beide Versuchsanlagen standen dieselben Meßgeräte zur Verfügung.

6.1 Meßgeber und Meßverstärker

Für die Untersuchungen wurden ausschließlich im Handel erhältliche Meßgeber und Meßverstärker verwendet. Sich bewährt und zum Vertrauen in die Meßergebnisse beigetragen hat die Verwendung von jeweils zwei unterschiedlichen Systemen für dieselbe Meßaufgabe. Von den beiden Systemen kann das eine statisch geeicht werden, während das andere System nach den Herstellerangaben eingestellt werden muß. Die verwendeten Meßaufnehmer und Meßverstärker sind in Bild 20 spezifiziert; auf die Lfd.-Nr. in diesem Bild wird in den folgenden Ausführungen Bezug genommen. Die zentrale Steuereinrichtung für einen übersichtlichen Meßaufbau an der fluidelastischen Modellanlage ist eine Verteilerplatte. An ihr können alle verfügbaren Meßgeber angeschlossen und mit dem Eingang eines Meßverstärkers verbunden werden. Die Zahlen in den Verbin-



Lfd.-Nr.	Hersteller	Typ	Bemerkungen
1	Kaman Sciences Corp. (USA)	MULTI VIT KD 2300-8	Berührungsloses Abstandsmeßsystem, Wirbelstrom-Verfahrensprinzip; Meßbereich: 0- 2,54 mm; max Empfindlichkeit: 300 mV/[illegible] Linearität: [illegible] % Auflösung: ≤ 0,01 % v.E.; Amplitudenfehler: [illegible] (Jb/kHz); Temperaturgang: ≤ ± 0,01 - ± 0,[illegible] (20 - 100° C)
2	Kistler Schweiz	70 A	Quarzkristall-Druckaufnehmer mit Eichzeugnis; Meßbereichsendwert: 0,5 mm, Meßbereich: ≤ 2,5 bar dyn., Empfindlichkeit: > -76 pC/bar, Linearität: ≤ 0,2 % v.E., Anstiegszeit: 4 µs; Eigenfrequenz: 65 kHz; Temperaturgang: ≤ 0,01 %/K (-150 - 240° C)
3	Genistat (USA)	S-5-M-0 W20	Absolut-Druckaufnehmer, Halbleiter-DMS in Vollbrückenschaltung; Meßmembrandurchm.: 7,87 mm; Meßbereich: 520 bar; Empfindlichkeit: 5 ± 10 mV/bar, Linearität: ≤0,5 % v.E.; Eigenfrequenz: >200 kHz, Temperaturgang: 0,04 %/K (-[illegible] - +[illegible],0° C)
4	Brüel u. Kjaer (Dänemark)	4366 4368	Piezoelektrischer Beschleunigungsaufnehmer (mit Eichzeugnis); Empfindlichkeit: >4,8/2, pC/ms² max. Querempfindlichkeit ≤ 2,7/1,4 %; ≤ 5 % Amplitudenfehler: ≥ 4,8/6,6 kHz Temperaturgang: ≤ 0,5/0,2 dB (0 - 100° C, bezogen auf die Empfindlichkeit)
5	Brüel u. Kjaer (Dänemark)	8200	Piezoelektrischer Kraftaufnehmer (mit Eichzeugnis); Meßbereich: -1 ± ≈ 5 kN; Empfindlichkeit: 4 pC/N, Linearität: ≤ ± 1 % für max. Kraft; 5 % Amplitudenfehler: ≥ 10 kHz
6	Eigenbau		Gerät zum Messen von R.M.S.-Wert und linearen Mittelwert (LMW); Integrationszeit: 0,4 ± 10 s; Analoganzeige und Analogausgang
7	Schlumberger	A 2[illegible])	Digital voltmeter; Anzeigebereich: ± 119999 Digits, AC, DC, Ω; Auflösung: 1 µV, 10 mΩ; AC-Frequenzgang: 1 % Fehler/40 Hz ± 20 kHz.
8	Philips	PM 3226	Oszillograph; 2 Kanäle; 0 - 15 MHz; max. Empfindlichkeit 2 mV/Div.
9	Tektronix	5103 N	Speicheroszillograph; 0 - 2 MHz; Einschübe: 2 Kanal-Verstärker (5 A 18 N), max. Empfindlichkeit: 1 mV/Div.; 1 Kanal-Differenzverstärker (5 A 22 N); max. Empfindlichkeit: 10 µV/Div.; Frequenzanalysator (5 L 4 N); Frequenzbereich: 0 - [illegible] kHz log. Darstellbare Dynamik: 80 dB; min. Bandbreite: 10 Hz
10	Philips	PM 8125	X-Y-Schreiber, Format: DIN A3
11	Siemens	Oszillofil E	Lichtstrahl-Oszillograph; Spulenschwinger: 4000 Hz; 5 % Amplitudenfehler; > 2400 Hz; Vorschub: min. 2 mm/s, max. 6 m/s
12	Bangamo (USA)	Sabre II	1" Magnetbandgerät; Bandgeschwindigk.: 1 7/8 - 60 ips; Aufnahme-/Wiedergabe-Elektronik, PCM-[illegible] 2/14 [illegible] Speicher 12 bit A/D-Wandler; max. Abtastrate: 20 000 A/D-Umwandlungen/s, Bitrate, max. 320 kBit/s, Antialiasing-Filter - 30 dB/Oktave
13	Kontron	SKF	Gleichspannungsverstärker; max. Verstärkung: 4000, Frequenzbereich: 0 - 20 kHz
14	Hottinger und Baldwin	KWS 3073	Trägerfrequenzverstärker; Trägerfrequenz: 5 kHz; max. Verstärkung: 1000; Frequenzbereich: 0 - 1 kHz (-1dB)
15	Brüel u. Kjaer (Dänemark)	2635	Ladungsverstärker; Wahlweise mit ein- oder zweifacher Integration, Max. Verstärkung: [illegible] mm/s² Geschwindigkeit; 100 V/ms²; Verschiebung: 10 V/mm; Frequenzbereich - 0 - [illegible] Beschleunigung: 0,1 - 1 Hz - [illegible] Geschwindigkeit: 1/10 Hz - 10 kHz; Verschiebung: 1/10 Hz - 1 kHz Tiefpaß-Filter: - 12 dB/Oktave umschaltbar 100 Hz - 30 kHz

Bild 20: Meßaufbau und Spezifizierung der Meßgeber und Meßgeräte für Messungen am fluidelastischen Modell

dungspfeilen zu der Verteilerplatte informieren über die Anzahl der verfügbaren Geber- bzw. Verstärkerkanäle.

6.1.1 Druckgeber

Bei den Gebern auf DMS-Basis (3) bewirkt der auf die Meßmembran wirkende Druck eine Durchbiegung und damit Dehnung der Membran, die mit Halbleiter-Dehnungsmeßstreifen gemessen wird. Durch den isolierten Aufbau dieser Druckgeber ergeben sich keine Erdungsprobleme. Die Druckaufnehmer wurden bevorzugt mit Gleichspannungs-Meßverstärkern und auch mit Trägerfrequenz-Meßverstärkern (14) betrieben. Die Druckgeber auf DMS-Basis sind für statische Messungen geeignet und daher auch statisch eichbar. Die statische Eichung wurde im eingebauten Zustand in beiden Anlagen vor und nach jeder Messung vorgenommen. Die dazu notwendige statische Druckänderung bringt bei vernachlässigbarem Durchsatz durch die Anlage die Kreiselpumpe für den Vordruck bzw. der Radialventilator auf. Die Brückenausgangsspannung kann elektrisch kompensiert werden, so daß eine Verschiebung des "Nullpunktes", um den geeicht werden soll, möglich ist. Für die statische Eichung am fluiddynamischen Modell stand ein Betz-Manometer und am fluidelastischen Modell ein Feinmeßmanometer der Klasse 0,06 (Meßbereich bis 20 bar) zur Verfügung. Bei der nachfolgenden Messung wurde dann der Gleichanteil im Meßsignal am Verstärkereingang abgekoppelt und der interessierende Wechselanteil voll verstärkt. Am Verstärkerausgang befinden sich keine zusätzlichen Filter.

Bei den Druckfluktuations-Messungen am fluidelastischen Modell wurden zusätzlich Quarzkristall-Druckgeber eingesetzt (2). Sie sind nur für dynamische Messungen geeignet. Infolge der auf die Meßmembran wirkenden Druckkräfte bilden sich bei Quarzkristallen Ladungsverschiebungen, die ein angeschlossener Ladungsverstärker (15) in eine analoge elektrische Spannung umwandelt und verstärkt. Das Verstärkerausgangs-Signal wird hoch-paßgefiltert. Da das Gehäuse dieser Geber auf Meßmasse liegt, ist ein isolierter Einbau nicht

möglich. Die beiden verwendeten Druckgeber-Typen sind nicht beschleunigungskompensiert; laut Herstellerangaben beträgt z.B. für die Druckgeber auf DMS-Basis der durch eine Beschleunigung des Gebers vorgetäuschte Druck 0,001 % v. E./g.

6.1.2 Meßgeber für Bewegungsgrößen

Die verwendeten Relativweg-Geber (1) messen berührungslos gegen alle elektrisch leitenden Materialien. Die statische Eichung dieser Geber wurde unter Verwendung der "Einbauumgebung" (siehe Bild 19) mit einer Mikrometerschraube vorgenommen. Die Verstärkereinstellung blieb danach unverändert. Der nach dem Einbau der Geber am Verstärkerausgang vorhandene Nullpunkt-Offset wurde mit einem RC-Glied abgekoppelt.

Die Messung absoluter Bewegungsgrößen mit piezoelektrischen Beschleunigungsgebern (4) bietet in Verbindung mit elektrischen Integratoren in den nachgeschalteten Ladungsverstärkern (5) den Vorteil, wahlweise Wege, Geschwindigkeiten oder Beschleunigungen von Strukturschwingungen zu erfassen. Welche dieser Größen gemessen wird, hängt bei vorgegebenen Masse- und Steifigkeitsverhältnissen der Struktur vom interessierenden Frequenzbereich ab. Im unteren Frequenzbereich (hier bis $\approx$ 200 Hz) sind Wegmessungen, im mittleren Frequenzbereich (hier bis $\approx$ 800 Hz) infolge der Wichtung des Meßsignals mit $2\pi f_s$ Geschwindigkeitsmessungen und im höherfrequenten Bereich infolge der Wichtung mit $(2\pi f_s)^2$ Beschleunigungsmessungen mit hinreichendem Störspannungsabstand durchführbar. Insbesondere im Phasengang bei ein- oder zweifacher Integration (Schwinggeschwindigkeit, Schwingweg) sind diese Geber im unteren Frequenzbereich (10 - 150 Hz) kritischer als alle vorgenannten Meßgeber. Der Phasengang wurde daher nach den Herstellerangaben korrigiert. Die Verstärkerausgangssignale sind hochpaßgefiltert (15).

6.2 Registrierung der Meßsignale

Die Meßwerterfassung besteht, wie Bild 21 zeigt, aus einer PCM-Aufnahmeelektronik mit nachgeschalteter Aufzeichnung auf

Magnetband (12). Aufgabe der PCM-Elektronik ist die Umwandlung eines analogen Eingangs- in ein digitales Ausgangssignal. Die PCM-Geräte (sie sind als A/D-Wandler in Bild 21 bezeichnet) tasten die analogen Eingangssignale kurzzeitig ab und stellen den Augenblickswert durch eine Folge digitaler Impulse dar (daher der Name Pulse-Code-Modulation). Jedes der drei miteinander synchron laufenden PCM-Geräte besitzt drei

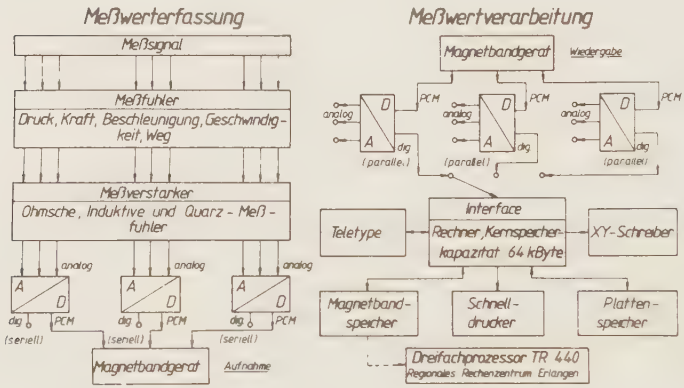


Bild 21: Hardware für die Meßdatenerfassung und Meßdatenverarbeitung

Eingangskanäle, die im Multiplex-Verfahren abgetastet werden. Die Abtastrate ist bei den hier verwendeten Geräten zwischen 750 und 24 000 Abtastungen/s einstellbar. Das Verhältnis der Abtastrate zur maximalen Meßfrequenz beträgt fünf und liegt damit um den Faktor 2,5 über dem theoretisch möglichen Wert von zwei. Beim Einsatz aller neun verfügbaren Meßkanäle beträgt die maximale Meßfrequenz demnach 24000/(3x5) = 1600 Hz bei einer Magnetband-Geschwindigkeit von 60 ips. Diese Frequenz kann jeweils um den Faktor 2 bis herunter zu 50 Hz reduziert werden. Zur Vermeidung von Aliasing-Fehlern besitzt jeder Eingangskanal einen auf die gewählte maximale Meßfrequenz umschaltbaren Tiefpaßfilter höherer Ordnung.

Jedes PCM-Gerät belegt eine Spur des Magnetbandes mit maximal drei Kanälen, die nacheinander abgetastet werden. Die durch das Multiplexen verursachte Phasenverschiebung steigt linear mit der Frequenz an und beträgt im Dreikanal-Betrieb bei der maximalen Meßfrequenz, unabhängig von ihrem eingestellten Wert, 360°/(3x5) = 24° bzw. 48°. Jede Abtastung eines Meßkanals ergibt nach der A/D-Wandlung am Ausgang des PCM-Gerätes ein Datenwort von 16 Bit Wortlänge. Davon belegen der Meßwert 12 Bit und die Kanalkennung 2 Bit. Die 12 Bit für den Meßwert ergeben einen Dynamik-Bereich von 72 dB. Nach Wissen des Verfassers liegt dieser Wert um mindestens 20 dB über den mit analogen Aufzeichnungsverfahren auf Magnetband erreichbaren Werten. Der gewählte Meßbereich, z.B. ± 500 mV, wird demnach in 2^{12} = 4096 Quantisierungsstufen aufgeteilt. Die Aufzeichnung der Meßdaten auf das Magnetband erfolgt in Bit-serieller Form. Darüber hinaus verfügt jedes PCM-Gerät sowohl bei der Aufnahme als auch bei der Wiedergabe vom Magnetband über drei auf ± 5 V normierte Analogausgänge des tiefpaßgefilterten Eingangssignals und zusätzlich über einen Bit-parallelen Ausgang.

6.3 Verarbeitung der Meßsignale

Der Bit-parallele Ausgang bei der Wiedergabe vom Magnetband ermöglicht die Ankopplung an einen Digitalrechner (Bild 21). Mit dem in Bild 22 als Flußdiagramm dargestellten Rechenprogramm werden die Meßwerte nach der Eingabe von Kenndaten (Meßnummer, Abtastfrequenz, Geberempfindlichkeit, usw.) mit einer gegenüber der Aufnahme gegebenenfalls reduzierten Wiedergabegeschwindigkeit vom Magnetband spurenweise auf das Digital-Magnetband des Rechners übertragen. Von diesem Datenträger aus erfolgt die Auswertung der neun Meßkanäle nach mathematisch-statistischen Methoden, bei denen die Meßsignale als stationäre Zufallssignale behandelt werden. Ergebnisse der Datenverdichtung sind die Auto- und Kreuzspektraldichte , die Kohärenz und Phase sowie die Verteilungsdichte. Auch die Berechnung der komplexen Übertragungsmatrix eines linearen multiplen Input-Output-Systems (z.B. Druck- und Strukturbewegung) ist möglich. Ein Rechenprogramm für

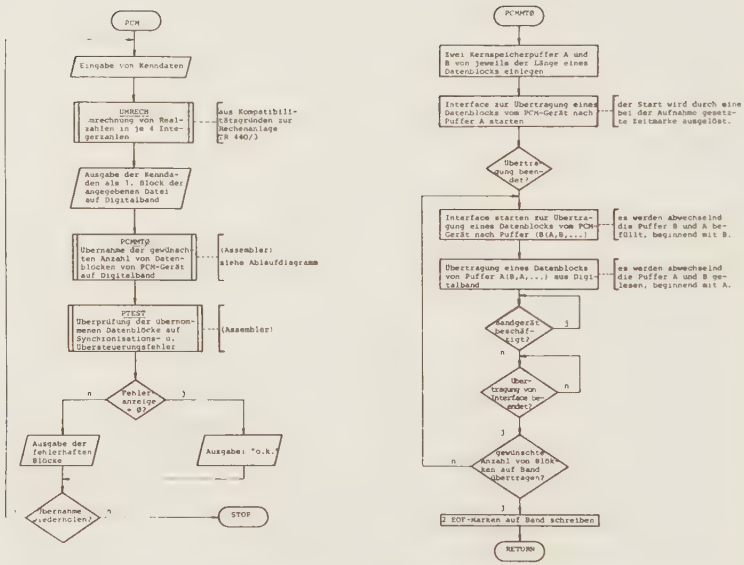


Bild 22: Flußdiagramm für die Datenübernahme vom Magnetband in den Digitalrechner

einen linear aufgebauten, rekursiv arbeitenden Digitalfilter mit variabler Dämpfung [83] ermöglicht eine frequenzselektive Auswertung der auf dem Digital-Magnetband gespeicherten Daten im Zeitbereich. Die Software für die Statistik-Programme wurde teils übernommen [1], teils waren auch Eigenentwicklungen nötig. Auf weitergehende Erläuterungen zur Statistik soll hier mit dem Hinweis auf die ausgezeichnete Darstellung dieses Stoffgebietes in [84] verzichtet werden.

Im Hinblick auf eine vom Stoffumfang her gebotene Begrenzung steht bei den Versuchsergebnissen die Untersuchung der spektralen Anteile in den Meßsignalen im Vordergrund. Da die Meßsignale x(t) neben breitbandigen Anteilen auch schmalban-

1) Der Verfasser dankt dafür den Mitarbeitern des Laboratoriums für Reaktor- und Anlagenregelung, TU München.

dige und periodische Anteile enthalten, gilt es einen Kompromiß zwischen der Analysierbandbreite B_e und Meßzeit T zu finden. Der normierte R.M.S.-Fehler ε beträgt [84]:

$$\varepsilon^2 = \frac{E\left[\hat{S}_x(f) - S_x(f)\right]^2}{S_x^2(f)} \approx \frac{1}{B_e \cdot T} + \frac{B_e^4}{576} \cdot \left(\frac{S_x''(f)}{S_x(f)}\right)^2 \qquad (6.3.1)$$

$\hat{S}_x$ bezeichnet den Schätzwert für die Spektraldichte S_x, E [ ] den Erwartungswert der Abweichung und S_x'' die zweite Ableitung der Spektraldichte nach der Frequenz. Schmalbandige Anteile erfordern demnach ein kleines B_e (zweiter Term) und breitbandige Anteile dann ein großes T (erster Term). Die Güte für die Abschätzung der Spektraldichte von breitbandigen Anteilen wird durch eine Mittelung über analysierte Segmente der Zeitaufnahme oder durch eine Glättung im Frequenzbereich verbessert. Ein Maß dafür ist die Anzahl der statistischen Freiheitsgrade, die bei den meisten angegebenen Spektren $n = 2.B_e.T = 80$ beträgt. Als R.M.S.-Fehler für diese Signalanteile ergibt sich nach Gl. (6.3.1) $\varepsilon_r = \sqrt{2/80} \triangleq$ $\triangleq$ 15,8 %. Für Signalanteile, deren Spektraldichte auf einen erheblich schmaleren Bereich als auf die Analysierbandbreite konzentriert ist, beträgt n immer zwei [85]. Die Spektren wurden bis zur halben Abtastfrequenz = Nyquistfrequenz mit 1024 oder 512 Frequenzpunkten analysiert. Bei einem Abtastverhältnis von 5 : 1 ergibt sich demnach für ein bis zu 800 Hz angegebenes Spektrum eine konstante Analysierbandbreite von 800 x 5/(2x1024) = 1,953 Hz.

7. Versuchsergebnisse

Die bei den nachfolgend mitgeteilten Spektren gewählte obere Frequenzgrenze wurde so festgelegt, daß das Nutzsignal der Meßgeber über einen erkennbaren Störspannungsabstand verfügt. Dieser hängt sowohl von den Eigenschaften der Meßgeber und der nachgeschalteten Meßkette als auch von den Meßpositionen ab. Für den Vergleich von Spektren ist es jedoch übersichtlicher, ihren Frequenzbereich und die Analysierbandbreite einheitlich festzulegen. Unabhängig davon wurden gleiche Versuche mit mehreren oberen Frequenzgrenzen (in der Regel bis 1600 Hz) auf Magnetband aufgezeichnet und mit konstanter Bandbreite über den Frequenzbereich analysiert. Wenig erfolgreich verliefen Versuche, die an der fluidelastischen Modellanlage gemessenen Druckschwankungs- und Bewegungssignale als ein lineares multiples Input-Output-System zu behandeln und die daraus berechnete komplexe Übertragungsfunktion der mechanischen Struktur zu interpretieren. In den Ausführungen im Kapitel 2.3 und den Erläuterungen zu Bild 9 wurde darauf hingewiesen, daß bei Messungen an fluiddurchströmten Anlagen zwischen den Druck- und Bewegungssignalen weder ein rückwirkungsfreier Zusammenhang besteht noch die eine Größe als Eingang und die andere Größe als Ausgang eindeutig definierbar ist. Hier soll auf diese grundsätzliche Schwierigkeit und die Notwendigkeit weiterer Untersuchungen auf diesem Gebiet hingewiesen werden.

7.1 Versuchsergebnisse am fluiddynamischen Modell

7.1.1 Bezeichnung der Meßstellen

Die Druckmeßstellen am Kernbehälter sind in Bild 18 eingetragen. Zu ihrer Festlegung werden die Meßebene und die Winkelposition angegeben. Die Meßebene EI liegt in der Stutzenebene; von dort aus erfolgt fortlaufend die Numerierung bis zur Ebene EIV am unteren Ende des Kernbehälters. Hinter der Meßebene wird die ebenfalls in Bild 18 angegebene Winkelposition genannt. Damit ist eine Meßposition am Kernbehälter, z.B. durch die Bezeichnung EIII/0°, eindeutig festge-

legt. Bei den im Ein- und Auslauf aus dem Modell angeordneten Meßstellen steht, wie aus Bild 11a ersichtlich ist, ein "L" mit der jeweiligen Nummer für den "Loop" (LI ÷ LIV). Zusammengehörige Ein- und Ausläufe sind gleich bezeichnet. Da Ergebnisse nur jeweils für eine Meßstelle in den Ein- und Ausläufen mitgeteilt werden, steht die danach angeordnete Zahl "1" für den Einlauf und die Zahl "2" für den Auslauf.

7.1.2 Versuchsergebnisse

Dem in Bild 23 dargestellten Zeitverlauf der Druckschwankun-

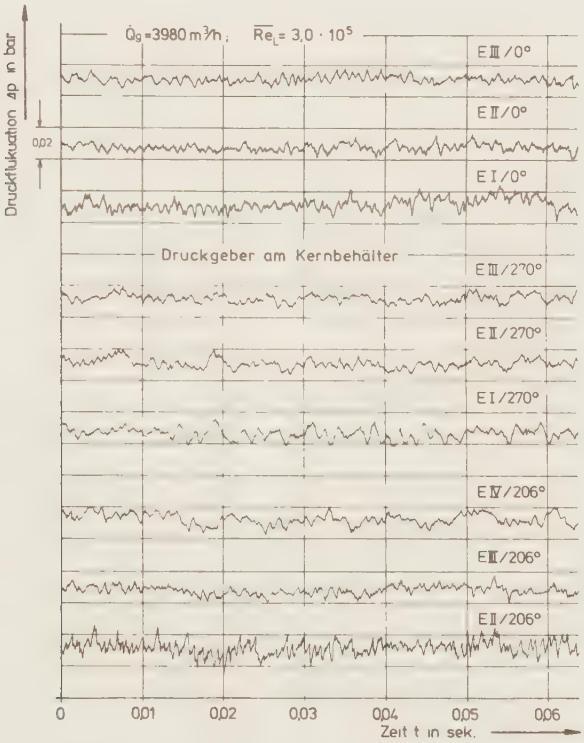


Bild 23: Typischer Zeitverlauf von Druckschwankungssignalen am fluiddynamischen Modell

gen von 9 Meßgebern am Kernbehälter ist folgendes zu entnehmen:

- Der Zeitverlauf der Signale deutet auf strukturierte Spektren hin;
- Energiereiche höherfrequente Druckschwankungen treten in der im Einströmbereich angeordneten Meßposition EII/206° auf. Nach unten nimmt bei dieser Winkelposition die Intensität der höherfrequenten Anteile zur Ebene EIV/206° hin ab. Für die tieferfrequenten Anteile trifft das nicht zu. Auch ein Vergleich der Meßstellen EII/0° mit EIII/0° bzw. EII/270° mit EIII/270° bestätigt dieses Ergebnis;
- Die in der Einströmebene zwischen zwei Einläufen angeordnete Meßstelle EI/0° zeigt im Vergleich zu den darunter liegenden Meßstellen einen unregelmäßigen Verlauf. Sie unterscheidet sich, ebenso wie die Meßstelle EII/206°, in der Struktur des Zeitsignals wesentlich von der zwischen zwei Ausläufen befindlichen Meßposition EI/270°. Diese wird infolge der Abschirmung durch die Auslaufrohre weniger durch Turbulenzen im Einlauf beeinflußt.

Tabelle 1 zeigt für verschiedene Meßstellen dimensionslose R.M.S.-Werte von Druckschwankungen bei variiertem Gesamtdurchsatz $\dot{Q}_g$. In den Bereichen mit ausgebildeter Strömung

Meßstelle / Durchsatz $\dot{Q}_g$ in m^3/h	EI/0°	EI/206°	EI/270°	EIII/206°	EIII/270°	LI/1
1990	19,7	12,3	14,0	6,6	6,5	6,7
2770	17,2	11,4	15,0	6,5	6,0	6,5
3600	13,2	9,2	14,7	6,5	5,8	6,0

Tabelle 1: Abhängigkeit des auf den Staudruck der Einlaufströmung bezogenen R.M.S.-Wertes von Druckschwankungen (in %) vom Gesamtdurchsatz $\dot{Q}_g$.

($U = \frac{\dot{Q}_g}{4} \cdot \frac{4}{\pi} \cdot \frac{1}{D^2}$; Einlauf-Rohrdurchmesser D = 0,08 m)

(Meßpositionen EIII und LI/1 ist nur noch eine gleichbleibende oder leicht abfallende Tendenz mit steigenden Durchsätzen erkennbar, so daß mit einiger Sicherheit auf die Endwerte geschlossen werden kann. Die im Einlauf angeordneten Meßstellen EI/0° und EI/206° ergeben mit steigenden Durchsätzen ebenfalls kleinere Werte; jedoch ist der Übergang zu einem vom Durchsatz unabhängigen Endwert bei diesen Meßstellen noch nicht erkennbar. Bemerkenswert ist weiter, daß zwischen zwei Einläufen (EI/0°) größere Werte als im Staupunkt der Einlaufströmung (EI/206°) auftreten und daß die ebenfalls in der Stutzenebene angeordnete Meßstelle zwischen zwei Auslaufrohren (EI/270°) recht hohe und vom Durchsatz wenig beeinflußte Werte liefert. Die mehr oder weniger ausgeprägt abnehmende Tendenz der auf den Staudruck der Einlaufströmung bezogenen R.M.S.-Werte von Wand-Druckschwankungen führt daher zu einer konservativen Abschätzung der Druckschwankungen, wenn die dimensionslosen Werte auch für höhere Durchsätze am gleichen System verwendet werden. Den R.M.S.-Werten der Druckschwankungen fehlt die Aussage über Frequenzverteilungen in den Meßsignalen. Darüber informieren die in Bild 24 dargestellten und an Positionen mit unterschiedlich ausgebildeter Strömung gemessenen Spektren. Variiert wurden der Gesamtdurchsatz $\dot{Q}_g$ und die Ventilator-Dreh-

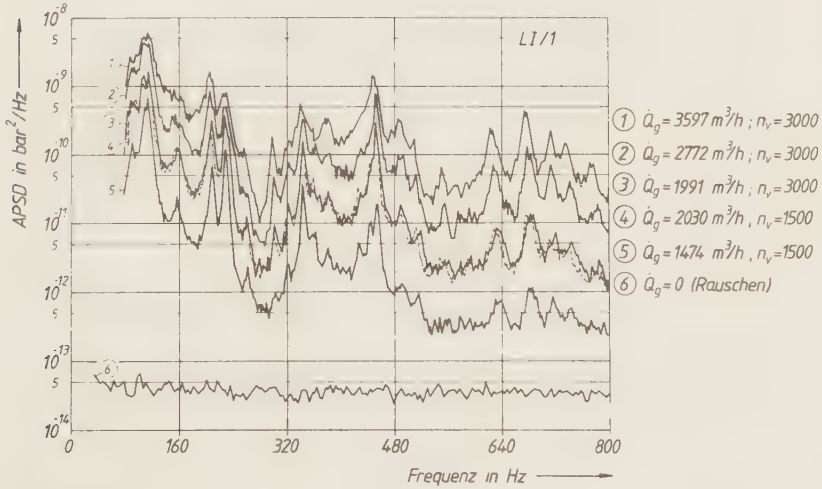


Bild 24a:

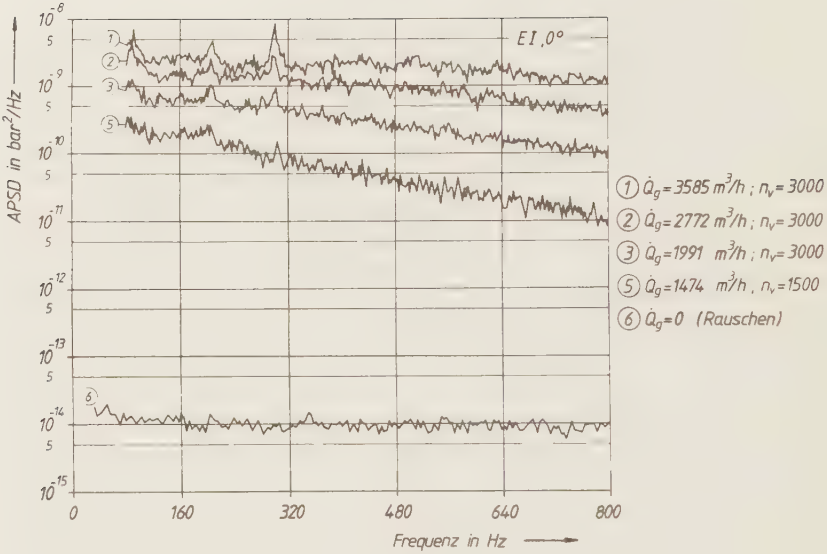


Bild 24b

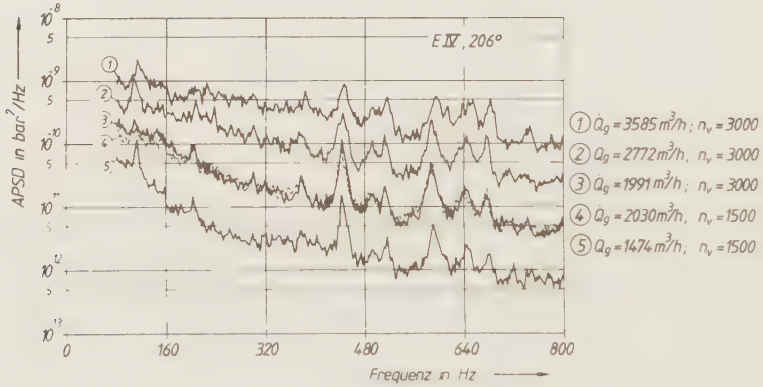


Bild 24c

Bild 24: Spektraldichteverlauf von Wanddruckschwankungen am fluiddynamischen Modell bei verschiedenen Durchsätzen Q_g und zwei Ventilator-Drehzahlen n_v.

zahl n_v. Ohne auf Einzelheiten der Frequenzstruktur einzugehen ist den Bildern folgendes zu entnehmen:

- Strukturierte Spektren in der Anlage liefern die Druck-Meßstellen, die sich in einiger Entfernung von geometrischen Singularitäten des Strömungsraumes befinden. Dieses trifft für die Meßstelle LI/1 und, weniger ausgeprägt, für die Meßstelle EIV/206° zu. Dagegen liefert die zwischen zwei Einläufen angeordnete Meßstelle EI/0° ein wenig strukturiertes Spektrum mit ausgeprägten turbulenten Anteilen. Diese Aussage deckt sich qualitativ mit den Ausführungen im Kapitel 2.3;
- Änderungen des Durchsatzes beeinflussen die Leistungsdichte der anregenden Druckschwankungen. Dagegen ist der Einfluß von Durchsatzveränderungen auf die Frequenzstruktur vernachlässigbar. An keiner Meßstelle des Modells konnten Frequenzen im Meßsignal nachgewiesen werden, die sich, wie im Fall der in Kapitel 2.2.1 behandelten Wirbelablösefrequenzen, mit dem Durchsatz ändern;
- Die in den Bildern 24a und 24b mit der Ziffer 6 bezeichneten Kurven sind typische Spektren von Rauschsignalen. Die Aufzeichnung auf Magnetband erfolgte bei abgeschaltetem Radialventilator;
- Der bei annähernd gleichem Durchsatz und den beiden Ventilatordrehzahlen n_v = 3000 und n_v = 1500 U/min ermittelte Spektraldichteverlauf ist nahezu identisch (Kurven 3 und 4 in den Bildern 24a und 24c).

Aufbauend auf diesen Ergebnissen wurden Voruntersuchungen mit dem Ziel durchgeführt, die Ursache für die Frequenzstruktur in den Meßsignalen experimentell zu klären. Die Signalanalyse von Beschleunigungsgebern, die sowohl am Stator des Radialventilators als auch an verschiedenen Positionen des Modells angebracht wurden, ergab keinen Hinweis darauf, daß die Frequenzstruktur der Druckspektren mit Bewegungsspektren der Anlagenstruktur im Zusammenhang steht. Daher ist zu vermuten, daß die Geometrie des Strömungsrau-

mes, d.h. akustische Erscheinungen, die Strukturierung der Druckspektren verursacht. Als geometrische Veränderung wurde daraufhin am äußeren Umfang des Kernbehälters in mittlerer Position eine Stauleiste (Winkelprofil) angebracht, die den freien axialen Strömungsquerschnitt zwischen Druck- und Kernbehälter halbiert. Diese Stauleiste bewirkt einerseits eine zusätzliche Turbulenz in der Ringspaltströmung; sie ist andererseits für akustische Erscheinungen als eine Zwischenreflexionsstelle anzusehen. Bild 25 zeigt in einer Gegenüberstellung den Einfluß der Stauleiste für vier Geberpositionen. Für die Meßebene EIII, die sich unterhalb der Stauleiste befindet, wird durch die Stauleiste eine Vergleichmäßigung des Spektraldichteverlaufs insofern erreicht, als sich oberhalb von ≈ 50 Hz die für den Betrieb ohne Stauleiste charakteristischen Energieanhäufungen um bestimmte Frequenzbereiche nicht mehr einstellen, wobei jedoch die Turbulenz zunimmt (siehe EIII/0°). Einen starken Einfluß hat die Stauleiste auf die beiden stromaufwärts gelegenen Meßpositionen EI in der Stutzenebene. Oberhalb von ≈ 50 Hz unterbindet die Stauleiste die Ausbildung eines strukturierten Spektrums nahezu vollständig. Bei einer strömungstechnisch günstigen Gestaltung der Stauleiste mit "sanften" Übergängen ist ihr Einfluß auf die Frequenzstruktur der Druckspektren von geringerer Bedeutung. Eine so gestaltete Stauleiste kann nicht mehr als Zwischenreflexionsstelle für

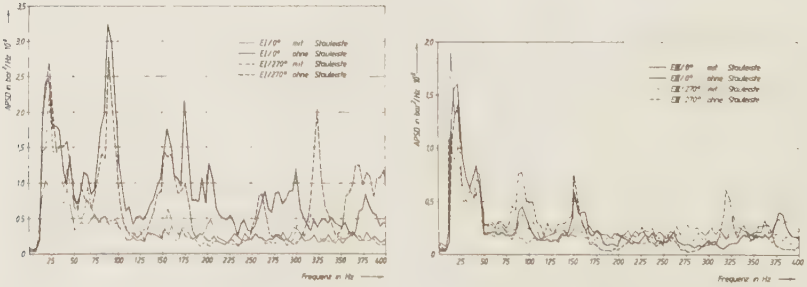


Bild 25: Einfluß einer im Ringspalt angeordneten Stauleiste auf den Spektraldichteverlauf von Wand-Druckschwankungen (ohne Unteren Rost)

akustische Erscheinungen wirksam werden. Es gilt nunmehr nachzuweisen, daß die akustischen Erscheinungen im Modell nicht durch die Schallabstrahlung vom Radialventilator verursacht und in das Modell hineingetragen werden. Die möglichen Übertragungswege sind:

- Die direkte Schallabstrahlung über die Auslaufrohre in das Modell;
- Die indirekte Schallabstrahlung über die Umgebung, aus der die Luft in das Modell gesaugt wird.

Dazu wurden der Übertragungspfad zwischen dem Modell und dem Ventilator durch den Einbau eines Schalldämpfers (siehe Bild 11b) verändert sowie beschallte und/oder durchströmte Versuche durchgeführt.

7.1.2.1 Meßergebnisse bei unterschiedlicher Ankopplung des Radialventilators an das Modell

Um den Einfluß der direkten Schallabstrahlung des Radialventilators auf die Druckspektren abzuschätzen, wurde der Übertragungspfad zwischen dem Modell und dem Ventilator durch den Einbau eines Schalldämpfers modifiziert. Abweichungen zwischen den Meßergebnisen unter nahezu gleichen Betriebsbedingungen deuten auf eine vom Radialventilator her fremdangeregte Akustik im Modell hin, wobei jedoch die Geometrie der Auslaufkonfiguration ebenfalls einen Einfluß haben kann. Meßergebnisse für drei in unterschiedlichen Strömungsbereichen des Modells angeordneten Druckmeßstellen sind in Bild 26 dargestellt. Die größten Unterschiede zeigt die im Auslauf gelegene Meßposition LII/2. Hierbei dominiert oberhalb von 400 Hz die Turbulenz der Strömung, wobei der Pegel für die Konfiguration mit Schalldämpfer infolge einer Rückwirkung der nähergelegenen Auslaufturbulenz etwas höher liegt. Befinden sich Rohrleitungen im Auslauf, so ist auch der Drehklang bei 400 Hz (3000 U/min x 8 Schaufeln) an dieser Position meßbar. In dem darunter liegenden Frequenzbereich ergeben sich sowohl in der Frequenzstruktur der Spektren als auch im Pegel größere Unterschiede. Diese nehmen jedoch stromaufwärts zu der im Ringspalt gelegenen Meßposition

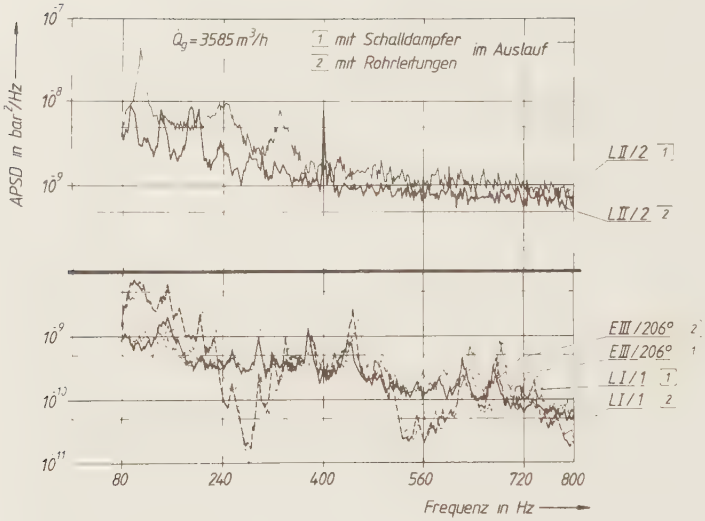
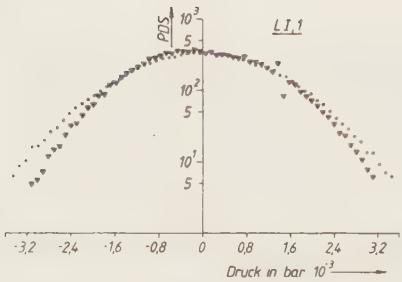
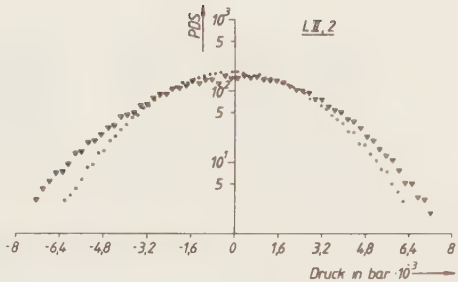


Bild 26: Gegenüberstellung des Spektraldichteverlaufes von Wand-Druckschwankungen für den Betrieb mit und ohne Schalldämpfer

EIII/206° und zu der im Einlauf von Loop I gelegenen Meßposition LI/1 hin ab. Hier zeigen die Spektren einen ähnlichen Verlauf, so daß die Annahme nicht widerlegt werden kann, daß die beobachteten akustischen Erscheinungen strömungsverursacht sind. In Bild 27 sind zum Vergleich auch Verteilungsdichten für Druckschwankungsamplituden dargestellt. Sie zeigen für die Meßposition EIII/206° einen nahezu identischen Verlauf, liegen in den Maximalamplituden für die Meßposition LII/2 bei der Konfiguration mit Schalldämpfer etwas höher und in der Meßposition LI/1 etwas tiefer. Der Test auf normalverteilte Signale verlief, wie auch die Struktur der Spektren zeigt, negativ.





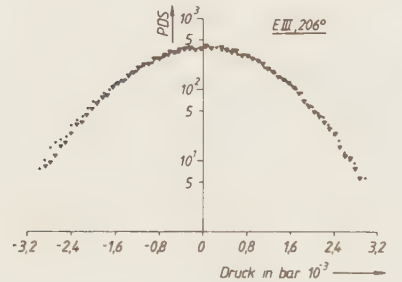


Bild 27: Verteilungsdichte von Druckschwankungsamplituden
(▾ mit Schalldämpfer; • ohne Schalldämpfer)

7.1.2.2 Meßergebnisse für durchströmte und/oder beschallte Versuche

Die Beschallung des Modells wurde mit einem elektrodynamischen Lautsprecher vorgenommen. Die Ansteuerung erfolgte über einen Leistungsverstärker mit einem elektrischen Rauschsignal. Zur Kontrolle wurde die Schwingeschwindigkeit der Lautsprechermembran ebenfalls auf Magnetband aufgezeichnet und anhand der Analyse festgestellt, daß alle Frequenzen im interessierenden Bereich hinreichend leistungsstark angeregt werden. Bei den nachfolgend mitgeteilten Versuchsergebnissen befand sich der Lautsprecher 40 mm vor der Einlaufdüse von Loop I. Während die verwendeten Druckgeber im diffusen Schallfeld der Umgebung auch bei der höchsten Drehzahl des Radialventilators nur ein in ihrem Eigenrauschen

untergehendes Meßsignal liefern, wurde das Eingangsrauschen so verstärkt, daß sich auch in einiger Entfernung vor dem Lautsprecher ein mit den Druckgebern meßbarer Schalldruckpegel einstellte. Für die Beschallungsversuche wurden über die drei anderen Einlaufdüsen (LoopII ÷ IV) einseitig geschlossene Hüllrohre gestülpt, deren Boden mit schallabsorbierendem Material ausgekleidet war. Der Abstand zwischen der Einlaufdüse und dem schallabsorbierenden Material betrug ≈ 25 cm; damit bleiben die Eigenschaften der Einlaufdüsen als akustische Reflexionsstellen an einem offenen Ende weitgehend erhalten, ohne daß diese Einlaufrohre durchströmt werden. Die bei dieser Konfiguration durchgeführten Versuche umfassen:

- Reine Durchströmung des Einlaufs LI;
- Reine Beschallung des Einlaufs LI;
- Gleichzeitiges Durchströmen und Beschallen des Einlaufs LI bei gleichem Durchsatz und gleichem Schalldruckpegel.

Die Meßergebnisse sind als Spektren in Bild 28 für 5 Meßpositionen mit jeweils drei zusamengehörenden Kurvenverläufen dargestellt. Es ist ersichtlich, daß an allen Meßpositionen die Spektren für den durchströmten Versuch und den durchströmten Versuch mit Beschallung nahezu identisch sind. Damit ist experimentell nachgewiesen, daß der von dem Radialventilator in die Umgebung abgestrahlte Lärm für die Struktur der Druckspektren im Modell unwesentlich ist. Ein Vergleich von durchströmten mit rein beschallten Versuchen zeigt eine weitgehende Ähnlichkeit in der Frequenzstruktur der Spektren. Für die Meßposition EI/0°, die bereits beim Durchströmen eines Einlaufs ein nahezu vollständig turbulenz-geprägtes Spektrum ohne erkennbare Strukturierung liefern, trifft das nicht zu. Unterschiede zwischen dem rein beschallten und den durchströmten Versuchen ergeben sich einerseits aus dem ortsabhängigen Pegel des überlagerten Strömungsrauschens und andererseits aus den sicher nicht identischen Eigenschaften der Anregungsquelle. Bemerkenswert

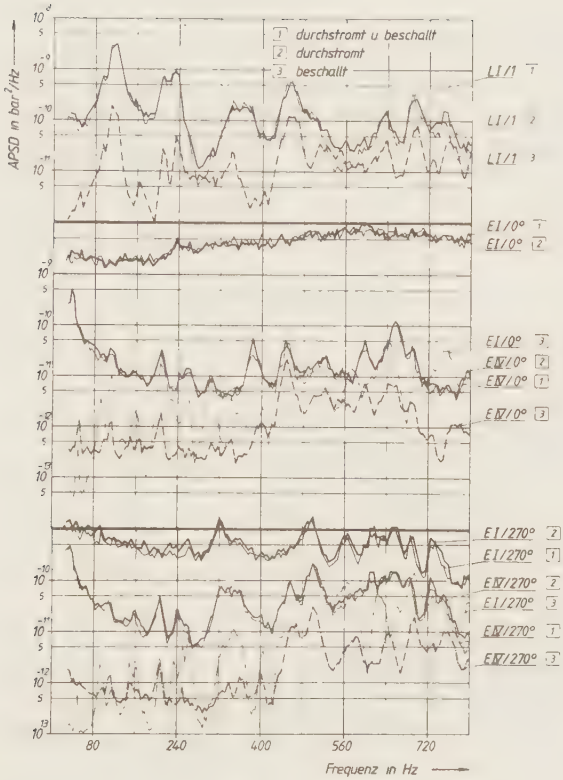


Bild 28: Gegenüberstellung des Spektraldichteverlaufes von Wand-Druckschwankungen bei durchströmten und/oder beschallten Versuchen (1-Loop-Betrieb; $\dot{Q}_g$ = 920 m³/h)

ist dennoch die gute Übereinstimmung im Frequenzgehalt, die in Verbindung mit dem rausch-ähnlichen Spektrum der Meßpositionen EI/0° darauf hindeutet, daß die Turbulenz in der Stutzenebene des Ringspalts die beobachteten akustischen Erscheinungen in der Modellanlage anregt. Es handelt sich demnach um strömungsangeregte akustische Erscheinungen. Nachfolgend werden spektrale Anteile gedeutet und auf die Bedeutung der turbulenzangeregten Schallerzeugung beim Übergang von Luft zu Wasser als Strömungsmedium eingegangen.

7.1.2.3 Akustische Resonanzerscheinungen

Akustische Resonanzerscheinungen werden durch stehende Longitudinalwellen verursacht. Nur für einfache geometrische Anordnungen, bei denen die Randbedingungen in Form von Abschlußimpedanzen vorgegeben sind (Verhältnis von Schalldruck zu Schallschnelle), ist eine Berechnung der Resonanzfrequenzen möglich. Grenzfälle, die sich vergleichsweise einfach behandeln lassen, sind der schallweiche bzw. schallharte Abschluß mit einem "Druckknoten" bzw. "Druckbauch". Der im Einlaufrohr LI/1 angeordnete Druckgeber zeigt die ausgeprägteste Spitze bei der Frequenz f = 116 Hz (siehe Bild 24a, 28, 29). Bei einem beidseitig als offen angenommenen Einlaufrohr ist die Resonanzbedingung erfüllt, wenn die Rohrlänge l = 1,4 m gleich der halben Wellenlänge λ ist. Sie beträgt bei einer Schallgeschwindigkeit a_f = 330 m/s λ = a_f/f = = 330/116 = 2,84 m; demnach ist l≈λ/2. Die Grundfrequenz und die Harmonischen sind in Bild 29 durch Punkte gekennzeichnet. In den Meßsignalen im Ringspalt sind diese Frequenzen

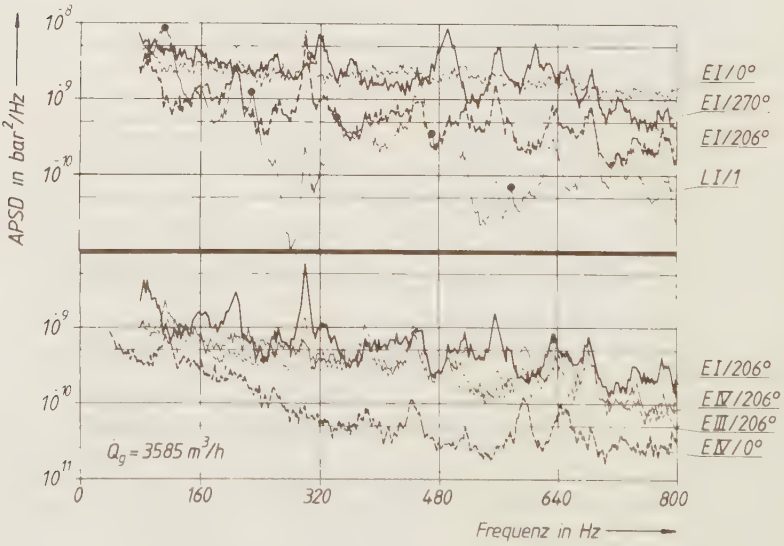
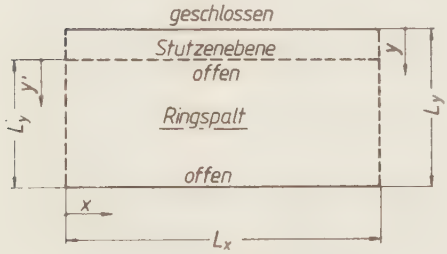


Bild 29: Spektraldichteverlauf von Wanddruckschwankungen an verschiedenen Meßpositionen

bei durchströmten Versuchen nur unbedeutend enthalten (Bild 29). Übertragen auf eine um den Faktor 10 geometrisch ähnlich vergrößerte und mit Wasser (a_f = 1400 m/s) betriebene Großausführung kann daraus abgeleitet werden, daß - unter Annahme gleicher Verhältnisse zwischen der Wellenlänge und den Abmessungen - akustische Resonanzfrequenzen im Loop mit f ≥ (1400/330) x (1/10) x 116 = 49,2 Hz vom Einlauf her Schwingungen nicht anregen.

Die Resonanzfrequenzen im Ringspalt zwischen Druck- und Kernbehälter sind schwieriger zu berechnen, weil die Randbedingung in der Stutzenebene nicht definierbar ist. Infolge der in den Ringspalt einmündenden Einlaufrohre und der möglichen schallharten Reflexion an der oberen Begrenzung des Ringspaltes ist zu erwarten, daß sie, frequenzabhängig, zwischen schallhart und schallweich liegt. Beide Grenzfälle sollen betrachtet werden. Bild 30 zeigt die der Einfachheit halber vorgenommene Behandlung als ebenes Problem mit den entsprechenden Abmessungen und Randbedingungen. Der Ringspalt ist über seine axiale Länge aufgeschnitten und abgewickelt. Brauchbare Ergebnisse sind zu erwarten, solange die Ringspaltdicke klein im Vergleich zu den berechneten Wellen-



$$L_x = \pi \cdot \frac{D_a + D_i}{2} = \pi \cdot \frac{0{,}395 + 0{,}345}{2} \approx 1{,}16\ m$$

$$L_y = 0{,}59\ m;\quad L'_y = 0{,}536\ m$$

Randbedingungen

$$\left.\begin{aligned} p_2\big|_{x=0} &= p_2\big|_{x=L_x} \\ \frac{dp_2}{dx}\Big|_{x=0} &= \frac{dp_2}{dx}\Big|_{x=L_x} \end{aligned}\right\} \text{x-Richtung}$$

$$\left.\begin{aligned} p_3\big|_{y'=0} &= 0 \\ p_3\big|_{y'=L_y} &= 0 \end{aligned}\right\} \text{y'-Richtung offen/offen}$$

$$\left.\begin{aligned} \frac{dp_3}{dy}\Big|_{y=0} &= 0 \\ p_3\big|_{y=L_y} &= 0 \end{aligned}\right\} \text{y-Richtung geschlossen/offen}$$

Bild 30: Abmessungen und Koordinaten für den in einer Ebene abgewickelten Ringspalt mit den Randbedingungen für den Schalldruck

längen der Eigenfrequenzen ist. Die Wellengleichung lautet:

$$\Delta p = \frac{1}{a_f^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} \qquad (7.1)$$

Das Symbol Δ bezeichnet den Laplace-Operator. Gl. (7.1) wird mittels Produktansatz

$$p(t,x,y) = p_1(t) . p_2(x) . p_3(y) \qquad (7.2)$$

gelöst und dabei für den zeitlich veränderlichen Term

$$p_1(t) = A \, . \, e^{i\omega t} \qquad (7.3)$$

angesetzt.

Die beiden Randbedingungen in x-Richtung werden durch die Funktion

$$p_2(x) = B \, . \cos \left[\frac{2n\pi}{L_x} x\right] \qquad n = 0,1,2... \qquad (7.4)$$

und in y-Richtung für den Fall geschlossen/offen durch

$$p_3(y) = C \, . \cos \left[\frac{m\pi}{2L_y} y\right] \qquad m = 1,3,5... \qquad (7.5)$$

sowie für den Fall offen/offen durch

$$p_3(y') = C' \, . \sin \left[\frac{m\pi}{L_y} y'\right] \qquad m = 0,1,2,3... \qquad (7.6)$$

erfüllt. Durch Einsetzen in Gl. (7.3) kann der Produktansatz für p(t,x,y) angegeben und in die Wellengleichung (7.1) eingesetzt werden. Nach Ausführung der Differentiationen und Umformung ergeben sich daraus die Eigenfrequenzen $f_{n,m}$ für die beiden in y-Richtung unterschiedlichen Randbedingungen:

<u>offen/offen</u>:

$$f_{n,m} = \frac{a_f}{2} \left\{ \left[\frac{2n}{L_x}\right]^2 + \left[\frac{m}{L_y}\right]^2 \right\}^{1/2} \qquad (7.7)$$

$$n,m = 0,1,2...$$

<u>geschlossen/offen</u>:

$$f_{n,m} = \frac{a_f}{2} \left\{ \left[\frac{2n}{L_x}\right]^2 + \left[\frac{m}{2L_y}\right]^2 \right\}^{1/2} \qquad (7.8)$$

$$n = 0,1,2,...; \; m = 0,1,3,5,...$$

Für beide Fälle sind die Raumeigenfrequenzen bis 800 Hz in <u>Tabelle 2</u> angegeben.

Nach <u>Bild 29</u> tritt die ausgeprägteste Spitze in der Position EI/206° bei einer Frequenz von 300 Hz auf und nimmt in der Amplitude zu den unteren Meßpositionen EIII/206°, EIV/206°

m \ n	0	1	2
0	÷	284	568
1	140	317	586
3	419	507	707
5	699	755	

a) geschlossen/offen

m \ n	0	1	2
0	÷	284	568
1	308	419	646
2	616	678	

b) offen/offen

Tabelle 2: Berechnete Eigenfrequenzen des Ringspaltes zwischen Druck- und Kernbehälter

ab. Aus den Phasenverläufen in Bild 31 ist zu erkennen, daß im Bereich 280 - 310 Hz die Phase zwischen den untereinandergelegenene 206°-Meßpositionen ≈ 0° und in Umfangsrichtung bei der Meßebene IV ≈ 180° beträgt. Nach Tabelle 2b wird dieser Frequenzbereich demnach durch den 1,0 und 0,1-Mode eines offen/offenen Ringspaltes geprägt. Während die 300 Hz-Spitze auch in dem stark verrauschten Signal der zwischen zwei Einläufen gelegenen Meßposition EI/0° enthalten ist, findet in der zwischen zwei Ausläufen gelegenen Meßposition EI/270° eine Verschiebung nach 320 Hz hin statt. Anhand der Tabelle 2a ist ersichtlich, daß für diese Meßposition mehr die Eigenschaften eines geschlossen/offenen Ringspaltes gelten (1,1-Mode). Noch ausgeprägter tritt diese Eigenschaft bei der Frequenz 493 Hz auf, die bei EI/270° stark ausgeprägt, in den Signalen der anderen Meßpositionen im Ringspalt dagegen nicht vorhanden ist. Nach Tabelle 2a liegt der 1,3-Mode

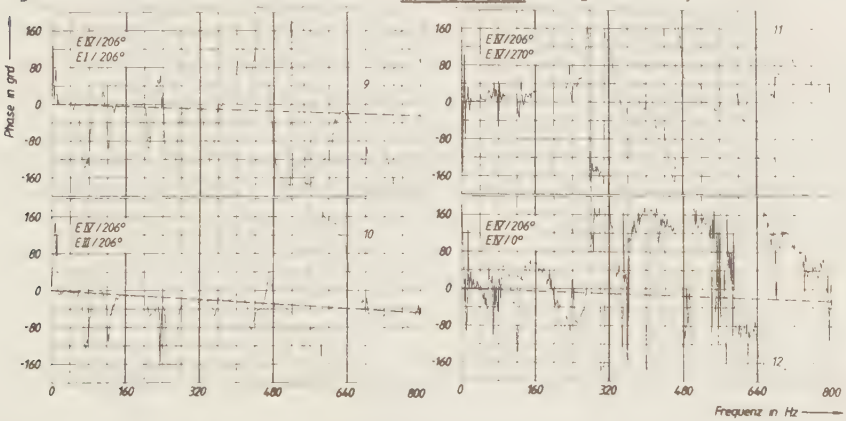


Bild 31: Bei einem Beschallungsversuch gemessene Phasenverläufe (Phasenkorrektur der Null-Linie: -----)

bei 507 Hz, während Tabelle 2b für diesen Bereich keine Eigenfrequenz liefert. Damit ist aufgezeigt, daß diese einfache Rechnung, einige brauchbare und für die Interpretation der Meßsignale nützliche Ergebnisse liefert.

Nachdem experimentell und anhand theoretischer Betrachtungen aufgezeigt wurde, daß die von der Turbulenz der Strömung angeregte Akustik die Frequenzstruktur der Spektren am fluiddynamischen Modell bestimmt, gilt es aufzuzeigen, welche Bedeutung diesem Anregungsmechanismus beim Übergang von Luft zu Wasser als Strömungsmedium zukommt. Nach der von LIGHTHILL geschaffenen Theorie der aerodynamischen Schallerzeugung [86] und deren Erweiterung auf die an Wänden grenzenden Quellgebiete [87,88] beruht die Schallerzeugung in einer turbulenten Strömung auf wechselnde Scherkräfte im strömenden Fluid. Aus dieser Theorie läßt sich der auch experimentell bestätigte Zusammenhang herleiten, daß die flächenspezifische Schalleistung

$$\frac{W}{A} \sim \frac{\rho_f \cdot U^3}{2} \cdot \left(\frac{U}{a_f}\right)^5 \qquad (7.9)$$

beträgt. Gegenüber den Modellversuchen mit Wasser als Strömungsmedium ist bei den Versuchen mit Luft der erste Term auf der rechten Seite um den Faktor ≈ 7 kleiner, jedoch die Mach-Zahl (U/a_f) um den Faktor ≈ 23 größer (U_{Luft} = 50 m/s, U_{Wasser} = 10 m/s). Da die Mach-Zahl mit der 5. Potenz eingeht, ergibt sich für das Verhältnis der flächenspezifischen Schalleistung beim Übergang von Luft zu Wasser ein Wert von $\approx 9{,}2 \cdot 10^5$. Infolgedessen ist sowohl bei dem mit Wasser betriebenen, fluidelastischen Modell als auch beim Übergang zu einer um den Faktor 10 größeren Anlage von der Anregung her nicht mit nennenswerten strömungsverursachten akustischen Erscheinungen zu rechnen.

7.1.3 Zusammenfassung der am fluiddynamischen Modell erzielten Ergebnisse

Der Vorteil, an dem fluiddynamischen Modell strömungsverursachte Wand-Druckschwankung ohne Rückwirkung der Strukturbewegung zu messen, wurde mit dem Nachteil verstärkt auftretender akustischer Erscheinungen erkauft. Die Meßergebnisse für den untersuchten Bereich zeigen jedoch, daß allein von der Turbulenzintensität der Strömung ein nennenswerter Anregungsbeitrag zu erwarten ist. Auf Grund der im letzten Abschnitt erläuterten Überbewertung akustischer Resonanzüberhöhungen bei Luft, die bei Wasser nicht auftreten, kann daher für die Übertragung von turbulenten Wand-Druckschwankungen nach Gl. (4.7) von geglätteten Rauschspektren ausgegangen werden. Führt man in Gl. (4.7) den Durchsatz $\dot{Q}_g$ ein und wählt als charakteristische Abmessungen den Gesamtströmungsquerschnitt der vier Einlaufrohre A_L sowie den hydraulischen Durchmesser d_h des Ringspaltes, so ergibt sich nach dem Logarithmieren:

$$\log \left(\frac{S_p}{\rho_f^2 \cdot \dot{Q}_g^3} \frac{A_L^3}{d_h} \right) = a + b \cdot \log \left(\frac{f_f \cdot A_L \cdot d_h}{\dot{Q}_g} \right) \qquad (7.10)$$

Der Wert für $A_L^3/\rho_f^2 . d_h$ beträgt $1{,}13 \cdot 10^{-4}$ und für $A_L . d_h = 1.10^{-3}$. Damit ergeben sich dann für verschiedene Durchsätze und Meßpositionen die in Tabelle III angegebenen Koeffizienten a und b (vgl. Bild 24b, 24c), wobei die Stützwerte bei den Frequenzen 160 Hz und 800 Hz gewählt wurden. Zur Veranschaulichung sind in Bild 32 die Ergebnisse von drei Meßpositionen graphisch dargestellt. Es ist ersichtlich, daß bei den geringeren Durchsätzen infolge des Defektes in der Reynolds-Zahl (darauf deuten die parallel verschobenen Geraden der Meßebene IV hin) die Durchsatzabhängigkeit der Druckschwankungen in Gl. (7.10) noch nicht als determiniert angesehen werden kann. Zum höchsten Durchsatz hin werden die Geraden jedoch in ihrer Steigung zunehmend flacher und streben offensichtlich einer vom Durchsatz unabhängigen "Grenz-Geraden" zu, wie das am ausgeprägtesten

Meßstelle / $\overline{Re}_L$ / $\dot{Q}_g$ in m³/h	EI/0°	EI/206°	EI/270°	EIV/206°	EIV/270°	
2,7 .10⁵	- 0,54	- 0,86	- 1,04	- 1,18	- 0,96	b
3590	- 2,95	- 3,85	- 3,29	- 4,12	- 4,31	a
2,1 . 10⁵	- 0,75	- 1,19	- 1,37	- 1,51	- 1,1	b
2770	- 2,97	- 4,24	- 3,54	- 4,25	- 4,35	a
1,5 . 10⁵	- 1,06	- 1,66	- 1,37	- 1,89	- 1,37	b
1990	- 3,00	- 4,20	- 3,65	- 4,31	- 4,45	a
1,1 . 10⁵	- 1,83	- 2,17	- 1,50	- 1,82	- 1,38	b
1470	- 3,24	- 4,36	- 3,73	- 4,44	- 4,62	a

Tabelle III: Die Koeffizienten a und b in Abhängigkeit von der auf den Einlauf-Rohrdurchmesser (D = 0,08 m) bezogenen Reynolds-Zahl $\overline{Re}_L$ bzw. dem Gesamtdurchsatz $\dot{Q}_g$ für verschiedene Meßpositionen des fluiddynamischen Modells

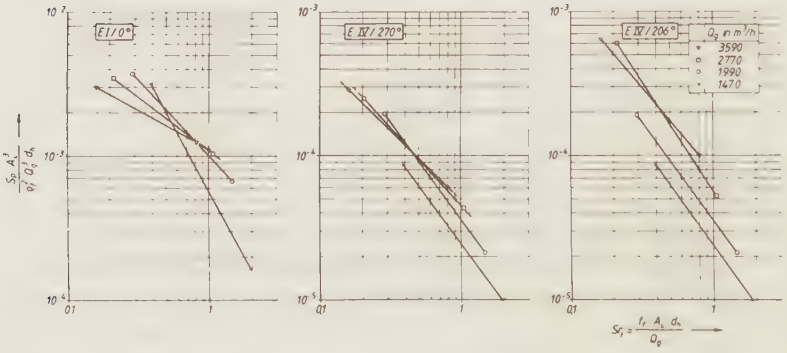


Bild 32: Dimensionslose Darstellung gemessener Turbulenzspektren am fluiddynamischen Modell

die Meßposition EIV/270° zeigt. Die gleiche Tendenz zeigen auch die Meßsignale in der EI/0°-Position. Auf ähnlichkeitsmechanische Zusammenhänge wird nach der Interpretation der Meßergebnisse am fluidelastischen Modell eingegangen.

7.2 Versuchsergebnisse am fluidelastischen Modell

7.2.1 Bezeichnung der Meßstellen

Bezeichnungen für die Meßgrößen, Meßpositionen und Meßrichtungen sowie die dafür verwendeten Abkürzungen gehen aus Bild 33 hervor. In der oben angegebenen Reihenfolge erscheint die Bezeichnung auch bei den nachfolgend mitgeteilten Bildern. Ein am Kernbehälter in der Ebene III und Winkelposition 0° angeordneter Druckgeber, der zum Ringspalt, also nach "außen" hin mißt, hat beispielsweise die Bezeichnung D/KB/EIII,0°/r,a. Ist er im Loop IV in der mit einem Kreis gekennzeichneten Position 3 eingebaut, so lautet die Abkürzung D/LIV/3. Wird der Relativweg zwischen Druck- und Kernbehälter in Höhe des unteren Flansches und der 90°-Position mit dem Relativweggeber gemessen, so lautet die Bezeichnung RW/(DB-KB)/EIV,90°. Wurden Differenzsignale von zwei Gebern mit Hilfe einer elektrischen Differenzschaltung gebildet, so werden beide Geber einzeln aufgeführt. Auch die Hauptabmessungen der Loops sind in Bild 33 angegeben.

7.2.2 Einfluß der Reynolds-Zahl auf Meßsignale

Bei Versuchen an stark maßstabsreduzierten Modellen ist es meistens nicht möglich, die Reynolds-Zahl einzuhalten. Im vorliegenden Fall wären dazu unrealistisch hohe Strömungsgeschwindigkeiten des Wassers um 100 m/s nötig. Auf die Bedeutung der Reynolds-Zahl wurde im Kapitel 2 eingegangen. Nach Bild 2 geht selbst für eine Struktur, deren Strömungswiderstand nahezu ausschließlich aus Reibungswiderstand besteht, die Reynolds-Zahl nur mit der vierten Wurzel ein. Ein Einfluß der Reynolds-Zahl liegt dann und nur dann vor, wenn Zähigkeitskräfte des Fluids eine wesentliche Einflußgröße darstellen. Um dieses abzuschätzen, wurden bei gleichem Durchsatz Temperaturversuche bis 90 °C durchgeführt und somit die kinematische Zähigkeit des Fluids um einen Faktor > 3 verändert. Als repräsentative Ergebnisse sind in Abhängigkeit von der Temperatur in Bild 34 Differenz-Beschleunigungsspektren zwischem dem Druck- und Kernbehälter in Höhe

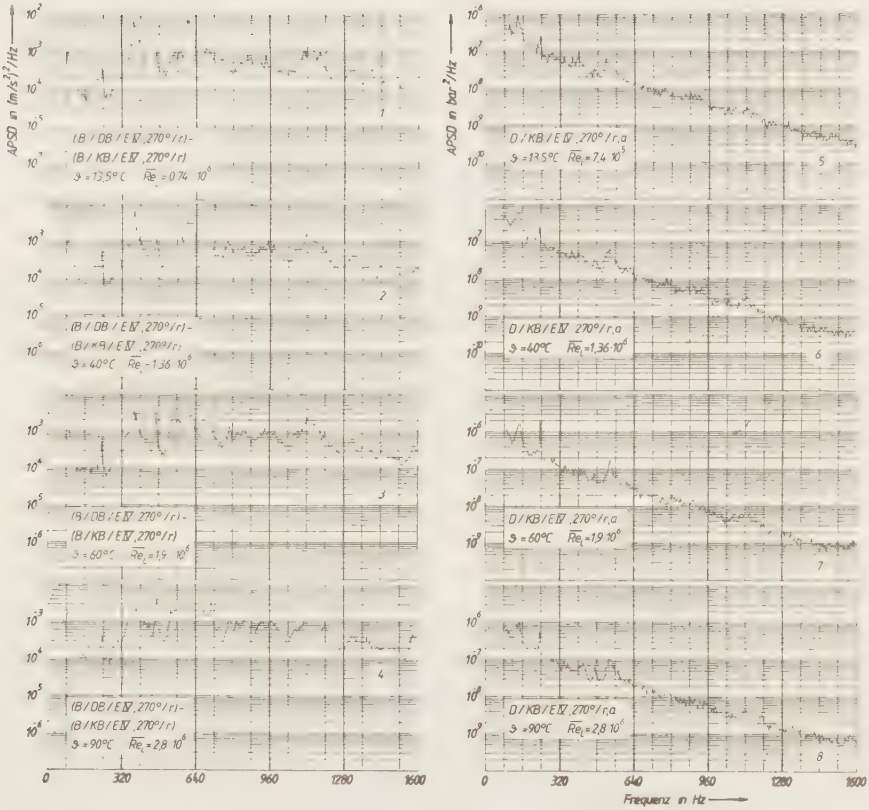


Bild 34: Einfluß der Temperatur auf Druck- und Bewegungssignale bei gleichem Durchsatz

des unteren Druckbehälter-Flansches sowie am Kernbehälter gemessene Wand-Druckspektren dargestellt. Die Druckspektren zeigen einen ähnlichen Verlauf, wobei infolge der geringeren Zähigkeit bei höheren Temperaturen die Spektraldichte für höhere Frequenzen im Pegel angehoben wird; so z.B. bei 320 Hz von $\approx 5.10^{-8}$ auf $\approx 8.10^{-8}$ und bei 1600 Hz von $\approx 3.10^{-10}$ auf $\approx 9.10^{-10}$. Bei ϑ = 60 °C ist der Einfluß der Temperatur auf die Ausbildung von schmal- und breitbandigen Spitzen ($\approx$ 240 Hz bzw. $\approx$ 540 Hz) ausgeprägt zu erkennen, wobei zu

den höheren und den tieferen Temperaturen hin die Spektraldichte bei diesen Frequenzen wieder abnimmt. Differenz-Beschleunigungen zwischen Strukturkomponenten sind eine empfindliche Meßgröße. Die Spektren oberhalb von ≈ 740 Hz zeigen hier einen weitgehend von der Temperatur unabhängigen und als ähnlich zu bezeichnenden Verlauf, so z.B. für die breitbandige Spitze um 1120 Hz. Größere Veränderungen treten dagegen in dem darunterliegenden Bereich von 320 Hz an auf. Mit steigender Temperatur wird die schmalbandige Spitze etwas unterhalb von 480 Hz angehoben und die Spitze bei ≈ 370 Hz zunehmend abgebaut. Aus den Druckspektren ist jedoch ersichtlich, daß sich in diesem Bereich von den anregenden Druckkräften her nichts wesentlich ändert. Somit ist die Folgerung zulässig, daß nicht der Temperatureinfluß auf die Zähigkeit des Fluids, sondern der Temperatureinfluß auf Einspann- und Lagerungsbedingungen der Struktur diese Veränderungen verursacht. Ein instruktives Beispiel wie eine Anregungsverstärkung durch den Temperatureinfluß entstehen kann, ist für einen zum Kern hin messenden Druckgeber in Bild 35 angegeben. Bei der Temperatur ϑ = 10 °C liegt eine Spitze et-

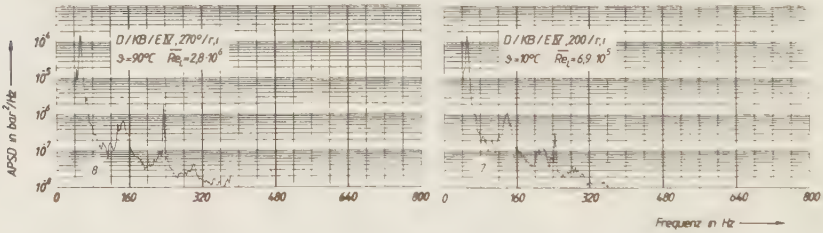


Bild 35: Verstärkung einer schmalbandigen Spitze durch die Überlagerung mit einer breitbandigen Spitze

was oberhalb von 240 Hz und, benachbart dazu, eine breitbandige Spitze unterhalb von 240 Hz. Bei höherer Temperatur bewegen sich beide Spitzen aufeinander zu und das Ergebnis bei ϑ = 90 °C ist eine schmalbandige Spitze mit einer um den Faktor ≈ 10 größeren Spektraldichte. Zusammenfassend ist festzustellen, daß infolge des Temperatureinflusses auf die Zähigkeit und die dadurch bedingte Vergrößerung der Rey-

nolds-Zahl höherfrequente Anteile der Strömungsanregung weniger stark gedämpft werden. Der damit verbundene Einfluß auf die Amplitude von Druckschwankungen scheint wenig bedeutend zu sein. Wesentlicher ist, daß die Temperatur, wie aufgezeigt, die Lage spektraler Anteile relativ zueinander beeinflußt, so daß dadurch eine selektive Verstärkung der Druckpulsationsanregung erfolgen kann.

7.2.3 Wand-Druckspektren am fluidelastischen Modell

In den Bildern 36 a, b, c und d sind außen am Kernbehälter gemessene Wand-Druckspektren sowie eine Tabelle mit den jeweiligen Betriebsdaten der Anlage für die in den Bildern eingetragenen fünf Kurven angegeben. Variiert wurde der Gesamtdurchsatz $\dot{Q}_g$ (4-Loop-Betrieb). Wie auch bei den Spektren am fluiddynamischen Modell liefert die Meßposition EI,0° einerseits den höchsten Pegel, andererseits jedoch das am wenigsten strukturierte Spektrum. Es ist ersichtlich, daß beim kleinsten Durchsatz $\dot{Q}_g = 214\ m^3/h$(4) die von der Speisepumpe herrührenden Störungen (5) die Spektren wesentlich prägen. Die Messung mit dem Durchsatz $\dot{Q}_g = 0$ zeigt stark strukturierte Spektren, die einerseits durch den Drehklang der Speisepumpe, andererseits auch durch Störeinflüsse infolge der hohen Verstärkung der Meßsignale verursacht werden. Die von dem Drehklang der Hauptpumpen herrührenden spektralen Anteile sind in den Bildern mit einem Punkt markiert und als anlagenspezifisch für die weiteren Betrachtungen unwesentlich. Der Frequenzbereich wird von 50-800 Hz angeben; dem entspricht an der Großanlage der Bereich 5-80 Hz (Kapitel 4).

Auf der Suche nach schmalbandigen Frequenzanteilen, die nicht im Zusammenhang mit einer Fremdanregung durch Antriebe und Kreiselpumpen stehen, fällt in allen Spektren die ausgeprägte Spitze um 50 Hz auf. Zusätzlich ist bei den beiden Gebern der Meßebene EI ein schmalbandiger Anteil unterhalb von 320 Hz zu erkennen. Breitbandige Spitzen beginnen sich in der EI/270°-Position beim höchsten Durchsatz zwischen 480 Hz und 560 Hz sowie unterhalb von 160 Hz auszubilden.

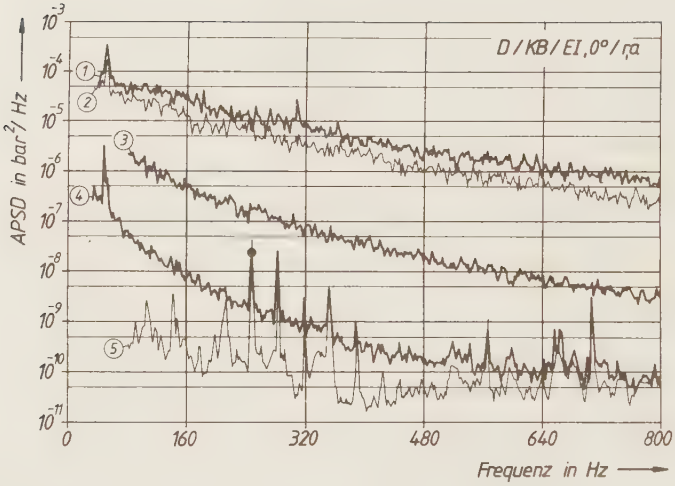


Bild 36 a:

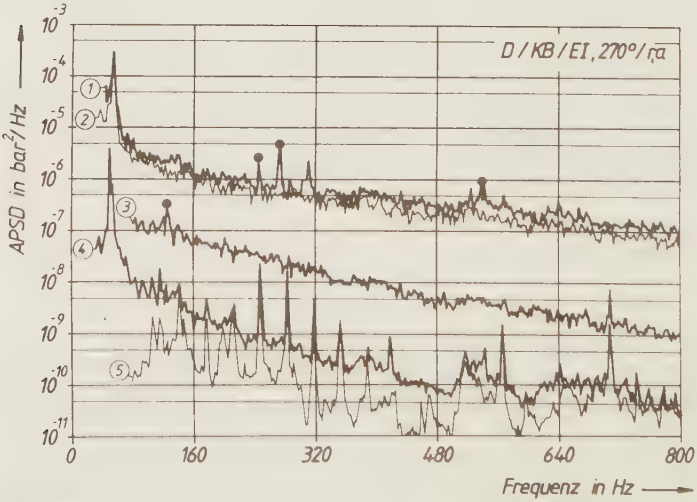


Bild 36 b:

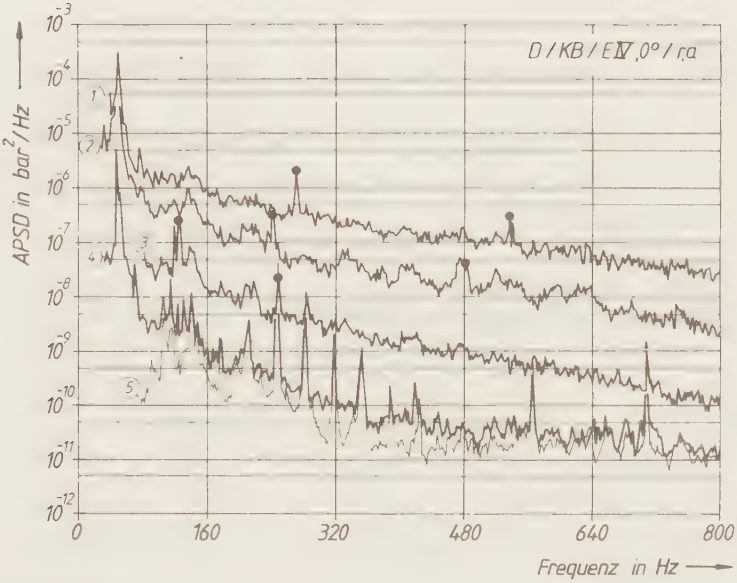


Bild 36 c:

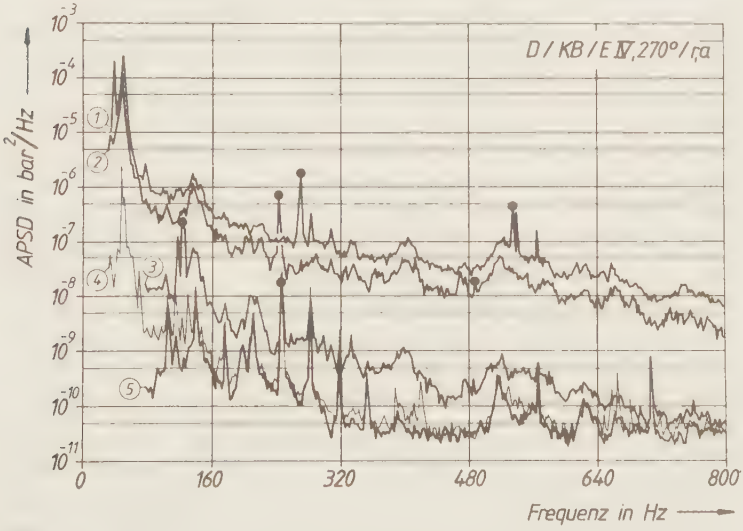


Bild 36 d:

Bilder 36 a, b, c und d: Spektraldichteverlauf von Wand-Druckschwankungen am fluidelastischen Modell bei verschiedenen Durchsätzen Q_g

Legende:

			Spektraldichte				
			1	2	3	4	5
Gesamtdurchsatz	$\dot{Q}_g$	m³/h	966	840	420	214	0
Strömungsgeschwindigkeit im Loop	U	m/s	12,7	11,0	5,5	2,8	0,0
Reynolds-Zahl bezogen auf den Rohrdurchmesser des Loops (gemittelt)	$\overline{Re}_L$	./.	$7{,}95.10^5$	$6{,}9.10^5$	$3{,}5.10^5$	$1{,}7.10^5$	0
Temperatur im DB	ϑ	°C	10,0	10,0	10,0	9,0	9,0
Drehzahl der Hauptpumpen (gemittelt)	n_H	min^{-1}	2295	2035	1054	547	0
Drehzahl der Speisepumpe	n_S	min^{-1}	2000	2000	2000	2000	2000
Kühlwasserdurchsatz	$\dot{Q}_k$	m³/h	14,4	14,4	14,4	14,4	14,4
Vordruck	p_v	bar	6	6	6	6	6

Die breitbandigen Spitzen treten am ausgeprägtesten in der Meßebene EIV/270° auf; überlagert sind schmalbandige Spitzen bei den Frequenzen 77 Hz, 283 Hz und der dazu Harmonischen bei 566 Hz. Die Meßebene EIV/0° liefert infolge des höheren Turbulenzpegels keine darüberhinausgehenden Informationen. Jedoch zeigt Bild 37 für eine Druckmeßstelle im Loop, daß die Spitzen bei 283 Hz, 566 Hz und auch unterhalb von 320 Hz nur bei dem höchsten Durchsatz auftreten, und es sich hierbei offensichtlich um eine Eigenschaft des Loops handelt. Auch die breitbandigen Spitzen treten mit höherem Pegel bei der Druckmeßstelle im Loop auf.

Der Informationsgehalt der Druckgeber hat bezüglich der strömungsverursachten Reaktionsanteile der Strukturbewegung im Modell die Erwartungen nicht erfüllt. Die Meßergebnisse zeigen vielmehr, daß - abweichend auch von Veröffentlichungen - an maßstabsreduzierten Modellen bei gleicher Strömungsgeschwindigkeit eine annähernd gleiche Turbulenzintensität der Wand-Druckschwankungen für die Anregung der Struktureigenfrequenzen nicht erreicht wird. Insofern muß der in Kapitel 2.4 erläu-

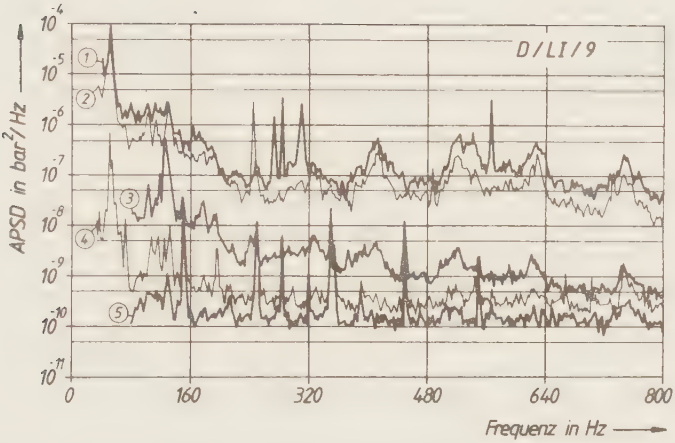


Bild 37: Spektraldichteverlauf der Druckschwankungen in einem Loop (Legende siehe Bild 36)

terten und in [74] veröffentlichten Annahme, daß das Verhältnis der Trägheitskräfte des Fluids zu den auf die Strukturoberfläche wirkenden Druckschwankungskräften auch bei gleicher Strömungsgeschwindigkeit im Modell erhalten bleibt, widersprochen werden. Zu Mißverständnissen kann es führen, wenn, wie in [90] für Rohr- und Kanalströmungen angegeben, der auf die mittlere Strömungsgeschwindigkeit bezogene R.M.S.Wert der Geschwindigkeitsschwankungen mit dem Widerstandsbeiwert, der sich bei großen Reynolds-Zahlen nur wenig ändert, verknüpft, gleiches für die Druckschwankungen angenommen und das Ergebnis auf geometrisch andere Anordnungen übertragen wird [91]. Soll, wie in Kapitel 4 aufgezeigt, der Verschiebungsmaßstab ξ^m gleich dem Längenmaßstab L^m bleiben, so müssen die anregenden Druckschwankungskräfte im Modell auch gleich groß sein. Das ist nicht der Fall, weil einerseits sowohl an der Großausführung (siehe Bild 7) als auch am Modell die Druckspektraldichte mit steigender Frequenz abnimmt und andererseits die Struktureigenfrequenzen im Modell gegenüber der Großausführung nach oben transformiert werden. Infolgedessen werden im Modell kleinere Strukturbewegungen ge-

messen als es dem Längenmaßstab L^m entspricht. Bei einer als realistisch angenommenen Relativbewegung zwischen dem Druck- und Kernbehälter an der Großanlage in Höhe des Unteren Rostes um 40 µm ist daher bei einem Modell 1 : 10 mit kleineren Werten als 4 µm zu rechnen.

In Tabelle IV sind für einige Meßpositionen dieses Modells die Koeffizienten a und b nach Gl. (7.10) angegeben. Der Wert für $A_L^3/\rho_f^2 d_{h_3}$ beträgt hier $1{,}27.10^{-10}$ und für $A_L \cdot d_h = 1{,}29.10^{-3}$. Zur Veranschaulichung sind in Bild 38 die Ergebnisse von drei Meßpositionen graphisch dargestellt.

Re_L / $\dot{Q}_g$ in m³/h \ Meßstelle	EI/0°	EI/200	EI/270	EIV/0°	EIV/270°	
$7{,}95.10^5$	- 2,29	- 3,35	- 1,59	- 2,16	- 2,33	b
966	- 3,15	- 4,42	- 4,25	- 4,56	- 4,97	a
$6{,}9.10^5$	- 2,37	- 3,33	- 1,57	- 2,43	- 2,43	b
840	- 3,17	- 4,33	- 4,21	- 5,13	- 5,13	a
$3{,}50.10^5$	- 3,04	- 3,07	- 2,56	- 2,92	- 2,72	b
420	- 2,74	- 4,34	- 3,73	- 4,33	- 4,88	a
$1{,}70.10^5$	- 3,07	./.	- 2,86	- 2,62	- 1,85	b
214	- 2,71	./.	- 3,37	- 3,94	- 4,57	a

Tabelle IV: Die Koeffizienten a und b in Abhängigkeit von der auf den Loop-Rohrdurchmesser (D = 0,08 m) bezogenen Reynolds-Zahl bzw. dem Gesamtdurchsatz $\dot{Q}_g$ für verschiedene Meßpositionen am fluidelastischen Modell

Nachfolgend soll anhand der Pendelbewegungen von Druck- und Kernbehälter aufgezeigt werden, daß bei einer kleinen Analysierbandbreite und dementsprechend langer Meßzeit strömungsverursachte Strukturbewegungen des Modells auch nachweisbar sind.

Anmerkung:
Die volle Meßstellen-Bezeichnung in Tabelle IV und Bild 38 lautet für EI/0° z.B.: D/KB/EI,0°/r,a.

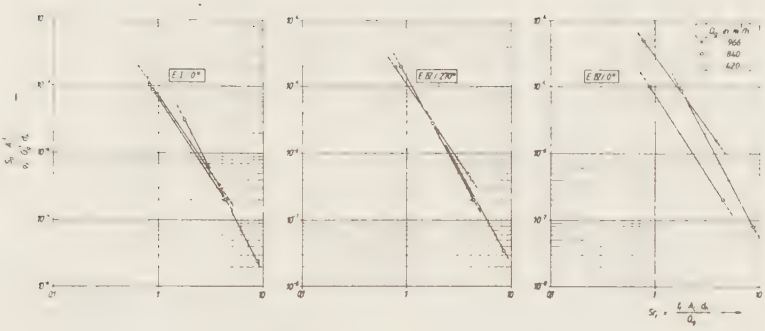


Bild 38: Dimensionslose Darstellung gemessener Turbulenzspektren am fluidelastischen Modell

7.2.4 Pendelbewegungen des Druck- und Kernbehälters

Zur Identifizierung der Eigenschaften eines fluidelastischen Systems sind sowohl Angaben über die anregenden Druckschwankungskräfte als auch Kenntnisse über die Eigenschaften der Struktur im umgebenden Fluid erforderlich. Letztere können entweder theoretisch durch die Anwendung strukturmechanischer Rechenprogramme mit angekoppelten Fluidelementen oder experimentell aus Standschwing- und Steifigkeitsmessungen oder auch aus Reißbolzenversuchen gewonnen werden. Die dabei herauskommenden Ergebnisse sind ein wertvolles Hilfsmittel bei der Interpretation der Meßsignale von durchströmten Versuchen. Ist beim Durchströmen einer Anlage die Turbulenzintensität hinreichend groß, so sind die Struktureigenschaften auch aus der Antwort der Struktur auf die rauschähnliche Anregung bestimmbar. Im Rahmen dieser Arbeit wurden daher - zusätzlich zu durchströmten Versuchen - auch Standschwingversuche bei sinusförmiger Kraftanregung und als Ergänzung einige Steifigkeitsmessungen an der Hauptstützkonstruktion mit dem darauf gelagerten Druckbehälter durchgeführt.

Bild 39 zeigt das Ergebnis eines Standschwingversuchs für den Relativweg zwischen dem Druck- und Kernbehälter. Die An-

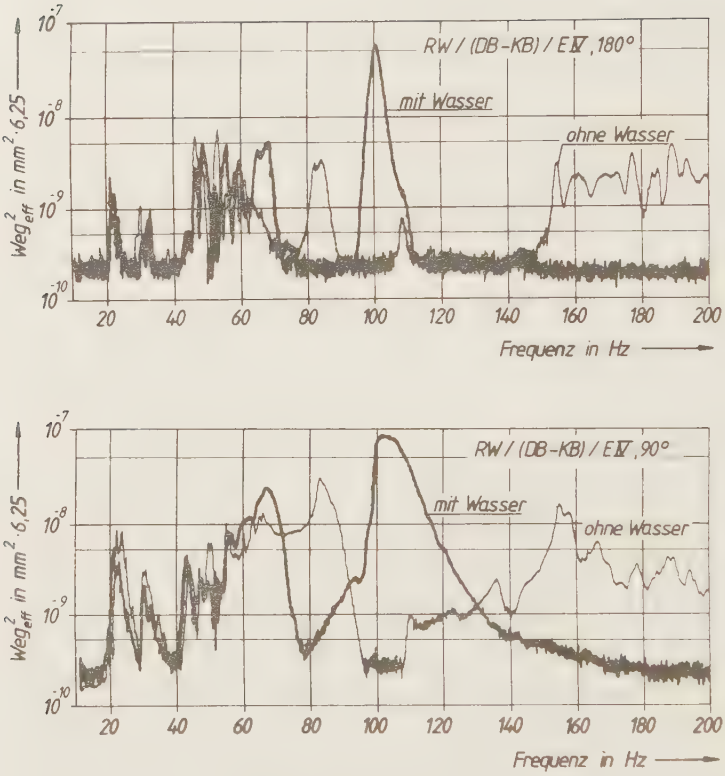


Bild 39: Im Standschwingversuch gemessene Relativbewegung zwischen dem Druck- und Kernbehälter

regung erfolgte in Höhe des unteren Druckbehälterflansches radial in der 270°-Position mit einer geregelten, konstanten Kraft von 200 N_{ss}. Der elektrodynamische Schwingerreger konnte sich auf Führungsschienen frei bewegen und stützte sich auf seiner eigenen Masse (180 kg) ab. Somit war jede Rückwirkung auf den Fußboden ausgeschlossen. Die Eigenfrequenz des starr an das Modell angekoppelten Anregungssystems lag um 2 Hz. Dargestellt sind die Meßergebnisse in Richtung der Anregung (90°-Position) und in der um 90° dazu gedrehten Richtung (180°-Position) mit und ohne Wasser im Modell. Die Identifizierung der Pendeleigenfrequenzen ist durch den Einfluß der mitschwingenden Fluidmasse möglich. Die gleichphasige und daher in der Amplitude auch kleinere Pendeleigenfrequenz liegt bei 67 Hz und die gegenphasige Pendeleigenfrequenz etwas oberhalb von 100 Hz. Bei dem Versuch ohne Wasser verschieben sich diese Frequenzen zu 83 Hz bzw. 154 Hz hin, wobei insbesondere die gegenphasige Frequenz infolge der dann nicht mehr vorhandenen Kopplung über das Wasser in der Amplitude reduziert wird. Vergleicht man die hier gemessenen Pendeleigenfrequenzen bei 67 Hz und 100 Hz mit den Werten, die an der geometrisch ähnlichen und um den Faktor 10 größeren Großanlage in [92] angegeben werden, nämlich 7 Hz und 10,5-11,5 Hz, so wird die nach Gl. (4.2) erwartete Übereinstimmung voll bestätigt. Dazu sei angemerkt, daß die

in [92] veröffentlichten und erst seit kurzem zugänglichen Versuchsergebnisse unabhängig von den Messungen am Modell entstanden. Die Einspannung des Kernbehälters in den Druckbehälter wurde - ohne Kenntnis der Bedingungen an der Großanlage - so vorgenommen, daß für die Abdichtung am Reaktordeckel (siehe Bild 13a) eine Weichgummidichtung verwendet und der von den Dehnschrauben des Reaktordeckels aufgebrachte Kraftfluß über den Flansch des Oberen Kerngerüstes und den Kernbehälterflansch in den zylindrischen Schuß des Druckbehälters eingeleitet wird. Dabei wurden die Niederhalter-Federn im Flansch des Oberen Kerngerüstes voll in die dafür vorgesehenen Senkungen gepreßt (siehe Bild 17). Dem Bild 39 ist noch zu entnehmen, daß trotz sorgfältiger Ausrichtung des Modells und des Schwingerregers bezüglich der 90°-270°-Linie keine Symmetrie besteht, weil auch in 180°-Position eine Anregung erfolgt. Als mögliche Ursachen dafür sind die statisch unbestimmte Lagerung des Druckbehälters (4 der 8 Pratzen waren fest eingespannt), die Verbindung der Auslaufrohre mit dem Kernbehälter und die enge Führung in den Metallfaltenbalg-Kompensatoren anzusehen.

Daß beispielsweise die gegenphasige Pendeleigenfrequenz auch beim durchströmten Versuch in den Bewegungssignalen nachweisbar ist, zeigt Bild 40 anhand von Lissajous-Figuren. Diese wurden mit dem Digitalfilter-Rechenprogramm erzeugt, weil die Flankensteilheit von Bandpaßfiltern mit 48 dB/Oktave nicht ausreicht. In Bild 40 (1) ist der Verlauf der Relativbewegung zwischen dem Druck- und Kernbehälter für die beiden um 90° versetzten Meßpositionen und einer Zeitdauer von t = 0,25 s dargestellt. Aus der Drehung der ellipsenförmigen Bewegung ist zu erkennen, daß Druck- und Kernbehälter relativ zueinander Taumelbewegungen ausführen. Bild 40 (2) zeigt die gleiche Konfiguration für eine Zeitdauer t = 1 s. Hieraus ist eine bevorzugte Relativbewegung in der 0°-180°-Richtung zu erkennen; in der 90°-270°-Richtung wirken die Auslaufrohre für Relativbewegungen zusätzlich versteifend. Der Nachweis, daß es sich hierbei um die gegenphasige Eigenfrequenz handelt, wird in Bild 40 (3,4) erbracht. Der Relativ-

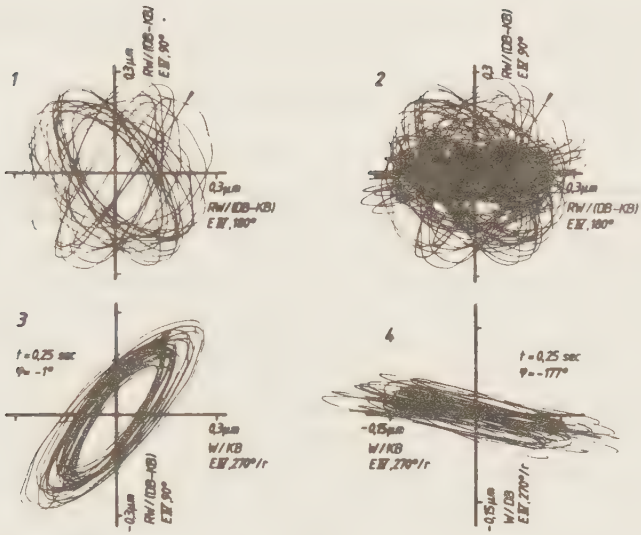


Bild 40: Nachweis der gegenphasigen Pendeleigenfrequenz bei einem durchströmten Versuch

weg ist annähernd in Phase mit dem Schwingweg des Kernbehälters (3), während die Schwingwege am Druck- und Kernbehälter um ≈ 180° phasenverschoben sind. Hinzuweisen ist noch auf die kleinen Bewegungsamplituden, deren Ursache - wie im vorhergehenden Kapitel aufgezeigt - in der Unterbewertung der Turbulenzintensität im Modell gegenüber der Großausführung begründet ist.

7.3 Ähnlichkeitsbetrachtungen über turbulente Wand-Druckschwankungen

7.3.1 Fluiddynamisches Modell/Fluidelastisches Modell

Anhand von Versuchsergebnissen soll gezeigt werden, inwieweit eine Übertragung von gemessenen Wand-Druckspektren möglich ist. Bei der hier behandelten Aufgabe wurde die Turbulenzintensität der Strömung als der dominierende fluiddynamische Anregungsmechanismus erkannt. Ausgangspunkt für die folgenden Betrachtungen ist daher Gl. (7.10). Für einige Meßpositionen wurden in den Bildern 32 und 38 die Kennzahlen dieser Gleichung graphisch aufgetragen. Daraus ist ersichtlich, daß beim Durchströmen beider Modelle unterschiedliche Strouhal-Zahlen-Bereiche überdeckt werden, die sich jedoch um $Sr_f=1$ überlappen. Wird am gleichen Modell der Durchsatz erhöht und derselbe Frequenzbereich betrachtet, so verschiebt sich der überdeckte Strouhal-Zahlen-Bereich zu tieferen Werten hin. Wie Bild 32 zeigt, haben die Geraden für größere Durchsätze $\dot{Q}_g$ eine geringere Steigung, d.h. die Turbulenzintensität der höheren Frequenzen wird im Vergleich zu den tieferen Frequenzen stärker angehoben. Diese Tendenz ist für das fluidelastische Modell nicht so offensichtlich (Bild 38), weil die Strouhal-Zahlen größer sind. Ein Vergleich der Tabellen III und IV zeigt, daß der Exponent /b/ am fluidelastischen Modell größer ist; dementsprechend steiler verlaufen die Geraden in Bild 38. Diese Veränderung beim Übergang von kleineren zu größeren Strouhal-Zahlen wird qualitativ auch durch Meßergebnisse für einfachere geometrische Anordnungen bestätigt [36].

Da zwischen beiden Modellen kein wesentlicher Größenunterschied besteht, müßte es mit Hilfe von Gl. (7.10) möglich sein, gemessene Wand-Druckspektren für den sich überlappenden Strouhal-Zahlen-Bereich zu übertragen. Werden für Wasser und Luft die Indizes w und l verwendet, so ergibt sich für das Verhältnis der dimensionslosen Druck-Spektraldichten nach Gl. (7.10):

$$\log C = \log \left\{ \frac{S_{p,l}}{S_{p,w}} \cdot \frac{\dot{Q}^3_{g,w}}{\dot{Q}^3_{g,l}} \cdot \frac{\left(\frac{A^3_L}{\rho^2_f \cdot d_h}\right)_l}{\left(\frac{A^3_L}{\rho^2_f \cdot d_h}\right)_w} \right\} = a_l - a_w + (b_l - b_w) \cdot \log Sr_f \qquad (7.11)$$

Wenn die dimensionslosen Druck-Spektraldichten übereinstimmen, hat C den Wert 1. In Tabelle V sind Zahlenwerte C für vier Meßpositionen bei gleicher Strouhal-Zahl im Ringspalt zwischen Druck- und Kernbehälter angegeben. Die Übereinstimmung an der Meßposition EI/0°, die die größte Turbulenzintensität aufweist, ist sehr gut. Auch im Strömungseintritt in den Ringspalt (EI/206°) herrscht gute Übereinstimmung, wenn man berücksichtigt, daß diese Meßposition an beiden Modellen aus konstruktiven Gründen etwas unterschiedlich gelegen ist. Für ein Gebiet mit geringerer Turbulenzintensität

Sr_f \ Meßstelle	EI/0°	EI/200°/206°	EI/270°	EIV/270°	$\dot{Q}_{g,l}$ in m³/h $\overline{Re}_{L,w}/\overline{Re}_{L,l}$
0,8	1,1	2,1	8,1	3,4	3590 2,9
1,2	1,8	2,3	4,1	3,9	1990 5,3
1,6	1,0	2,0	3,5	3,5	1470 7,2

Tabelle V: Zahlenwerte C nach Gl. (7.11) für den Durchsatz $\dot{Q}_{g,w}$=966 m³/h im fluidelastischen Modell bei verschiedenen Durchsätzen $\dot{Q}_{g,l}$ im fluiddynamischen Modell und unterschiedlichen Strouhal-Zahlen Sr_f ($Sr_f = Sr_{f,w} = Sr_{f,l}$).

zeigt die Meßposition EIV/270° größere Abweichungen. Bei den genannten drei Meßpositionen wird für die angegebenen Strouhal-Zahlen die Güte der Übereinstimmung vom Verhältnis der Reynolds-Zahlen in beiden Modellen nicht signifikant beeinflußt. Für die zwischen zwei Auslaufrohren gelegene EI/270°-Meßposition dagegen, die auch die größte Abweichung aufweist, deuten die Werte in Tabelle V auf eine solche Ab-

hängigkeit hin. Auf die Sonderstellung dieser zwischen zwei Auslaufrohren gelegenen Meßposition wurde in Kapitel 7.1.2 hingewiesen (siehe auch Tabelle I). Alle C-Werte in Tabelle V sind ≥ 1. Mit ein Grund für die Abweichungen ist, daß vom zeitlichen Ablauf der Arbeit und von den verfügbaren Unterlagen her beide Modelle nicht vollständig geometrisch ähnlich gebaut werden konnten. Dadurch wird das Frequenzverhältnis und auch das Verhältnis der dimensionslosen Druckspektraldichten zwischen beiden Modellen von der Wahl der Bezugsgrößen beeinflußt. Die gute Übereinstimmung der C-Werte im Einströmbereich zeigt, daß mit dem hydraulischen Durchmesser d_h des Ringspalts und der Einströmgeschwindigkeit $U = \dot{Q}_g/A_L$ (A_L: Einströmfläche in den Ringspalt) auch geeignete Bezugsgrößen gewählt wurden. Führt man beispielsweise für die Meßposition EIV/270°, die sich am unteren Ende des Kernbehälters in einiger Entfernung vom Einströmbereich befindet, den analogen Rechengang mit $U = \dot{Q}_g/A_R$ (A_R: Querschnittfläche des Ringspalts) durch, so ergibt sich für $\dot{Q}_{g,l} = 1990$ m³/h und $\dot{Q}_{f,w} = 966$ m³/h bei gleichen Strouhal-Zahlen (Abmessungen siehe Bilder 13a und 18) ein Frequenzverhältnis $f_{f,l}/f_{f,w} = 4,7$. Der gewählten Frequenz $f_{f,l} = 800$ Hz entspricht daher $f_{f,w} = 170$ Hz. Aus den angegebenen empirischen Gleichungen ergeben sich dafür die Spektraldichten $S_{p,l} = 3,2.10^{-12}$ bar²/Hz und $S_{p,w} = 2,5.10^{-7}$ bar²/Hz. Mit $(A_R^3/\rho_f^2.d_h)_w = 1,6.10^{-9}$ und $(A_R^3/\rho_f^2.d_h)_l = 3,8.10^{-4}$ ergibt sich dann nach Gl. (7.11) der Wert C = 0,35. In Tabelle V liegen die C-Werte um 3,5. Dieses Ergebnis weist darauf hin, daß das Flächenverhältnis A_L/A_R für die Ausbildung der Druckspektren im Ringspalt und hier insbesondere außerhalb des Einströmbereichs ein starker Einflußparameter ist: $(A_L/A_R)_l/(A_L/A_R)_w = 1,6$.

In diesem Kapitel wurde aufgezeigt, daß Gl. (7.10) bei der Übertragung turbulenter Wand-Druckspektren von einer mit Luft auf eine mit Wasser betriebene Anlage brauchbare Ergebnisse liefert. Vermutlich wäre die Übereinstimmung bei vollständiger geometrischer Ähnlichkeit beider Modelle noch besser. Anhand von zwei Beispielen soll nunmehr der Übergang

zur Großanlage vollzogen werden.

7.3.2 Modell/Großausführung

Im Kernkraftwerk Stade (Index: s) wird im Leistungsbetrieb ein Kühlwassermengenstrom von $4{,}4.10^7$ kg/h bei einer Dichte $\rho_{f,s} \approx 725$ kg/m³ umgewälzt; dem entspricht ein Durchsatz $\dot{Q}_{g,s} \approx 17$ m³/s [22]. Das fluiddynamische Modell (Index: l) wurde im Maßstab 1:10 geometrisch ähnlich nachgebaut. Bei gleicher Strouhal-Zahl ergibt sich demnach eine Frequenztransformation

$$\frac{f_{f,s}}{f_{f,l}} = \frac{(A_L d_h)_l}{(A_L d_h)_s} \cdot \frac{\dot{Q}_{g,s}}{\dot{Q}_{g,l}} = \frac{1}{10^3} \cdot \frac{\dot{Q}_{g,s}}{\dot{Q}_{g,l}}$$

und mit $\dot{Q}_{g,l} = 3590/3600 \approx 1$ m³/s beträgt $f_{f,s}/f_{f,l} = 17.10^{-3}$. Der Frequenz $f_{f,l} = 800$ Hz am fluiddynamischen Modell entspricht daher die Frequenz $f_{f,s} = 13{,}6$ Hz am Kernkraftwerk Stade. In Bild 7 (rechts oben) ist ein Wand-Druckspektrum für die im Modell vergleichbare Meßposition EIV/206° angegeben. Im 4-Pumpenbetrieb beträgt danach die Spektraldichte bei $f_{f,s} = 13{,}6$ Hz : $S_{p,s} \approx 1.10^{-6}$ bar²/Hz. Gl. (7.11) ermöglicht die Berechnung dieser Spektraldichte aus dem Modellversuch. Für $f_{f,l} = 800$ Hz ergibt sich aus Bild 24c ein Rauschpegel $S_{p,l} \approx 10^{-10}$ bar²/Hz und aus Gl. (7.11) dann

$$S_{p,s} = S_{p,l} \cdot \frac{\dot{Q}^3_{g,s}}{\dot{Q}^3_{g,l}} \cdot \frac{\rho^2_{f,s}}{\rho^2_{f,l}} \cdot 10^{-5} = 10^{-10} \cdot \frac{17^3}{1^3} \cdot \frac{725^2}{1{,}2^2} \cdot 10^{-5} =$$

$$= 1{,}8.10^{-6} \text{ bar}^2/\text{Hz} \qquad (7.12)$$

Für das Verhältnis der geometrischen Größen wurde in diese Gleichung der Maßstabsfaktor eingeführt. Die aus dem Modellversuch errechnete und die an der Großanlage gemessene Spektraldichte stimmen gut überein, obwohl sich die Reynolds-Zahlen um mehr als zwei Größenordnungen unterscheiden. Dieses Ergebnis rechtfertigt die in Kapitel 4.3 getroffene Annahme, daß die Reynolds-Zahl, sofern sie hinreichend groß ist, für die Ausbildung turbulenter Wand-Druckschwankungen

ein schwacher Einflußparameter ist und deutet auch auf einen geringen Größeneinfluß der geometrischen Anordnung hin.

Im Kernkraftwerk Biblis A (Index: b) wird im Leistungsbetrieb ein Kühlwassermengenstrom von $7{,}2.10^7$ kg/h bei einer Dichte $\rho_{f,b} \approx 725$ kg/m³ umgewälzt; der Durchsatz beträgt demnach $\dot{Q}_{g,b} = 27$ m³/s. Am fluidelastischen Modell (Index: w) werden maximal $\dot{Q}_{g,w} = 0{,}27$ m³/s Wasser umgewälzt. Bei einem Maßstabsfaktor 1:10 ergibt sich für gleiche Strouhal-Zahlen demnach eine Frequenztransformation 10:1, d.h. einer Frequenz $f_{f,w} = 160$ Hz am Modell entspricht die Frequenz $f_{f,b} = 16$ Hz an der Großausführung. Für die EI/200°-Meßposition ergeben sich nach Tabelle IV die Koeffizienten a=-4,42 und b=-3,35. Diese Meßposition entspricht der in Bild 6 bei den Wand-Druckspektren angegebenen Position (1). Mit den angegebenen Koeffizienten ergibt sich bei der Strouhal-Zahl $Sr_{f,b}=Sr_{f,w}=f_{f,w}\cdot(A_L\cdot d_h)_w/\dot{Q}_{g,w} = 160.1{,}29.10^{-3}/0{,}27 = 0{,}76$ für das fluidelastische Modell nach Gl. (7.10) die Spektraldichte $S_{p,w}=1{,}5.10^{-6}$ bar²/Hz. Gl. (7.11) liefert für die Umrechnung auf die Großanlage die Spektraldichte

$$S_{p,b}=S_{p,w}\cdot\frac{\dot{Q}^3_{g,b}}{\dot{Q}^3_{g,w}}\cdot\frac{\rho^2_{f,b}}{\rho^2_{f,w}}\cdot 10^{-5}=1{,}5.10^{-6}\,\frac{27^3}{0{,}27^3}\,\frac{725^2}{1000^2}\cdot 10^{-5} =$$

$$= 7{,}9.10^{-6}\ \text{bar}^2/\text{Hz}$$

Nach Bild 6 beträgt die Spektraldichte der Wand-Druckschwankungen bei $f_{f,b} = 16$ Hz jedoch $S_{p,b} \approx 2.10^{-3}$ bar²/Hz. Eine Erklärung für die Abweichung um mehr als drei Zehnerpotenzen kann nicht mit Sicherheit gegeben werden. Ein Meßfehler bei den Modellversuchen scheidet, wie die Gegenüberstellung und gute Übereinstimmung für diese Meßposition im vorhergehenden Kapitel zeigt, aus. Vermutlich ist die Turbulenzintensität der Strömung im Loop bei der Modellanlage kleiner als bei der Großanlage (Abstand Hauptkühlmittelpumpe ÷ Strömungseintritt in den Reaktor: Großanlage ≈ 20 m, Modell ≈ 5 m), so daß diese Abweichung durch den Ähnlichkeitsdefekt der Loops mit den Hauptkühlmittelpumpen erklärt werden kann.

8. Zusammenfassung

Die vorliegende Arbeit ist als Beitrag zur Klärung von fluiddynamischen Anregungsmechanismen und fluidelastischen Erscheinungen in Reaktoranlagen anzusehen. Durch Messungen an maßstabsreduzierten Modellen sollte überprüft werden, welche Bedeutung die Strömungsanregung für Strukturschwingungen und den daraus resultierenden fluidelastischen Erscheinungen hat und inwieweit diese Phänomene in Modellversuchen nachweisbar und auf ähnliche Großanlagen übertragbar sind.

Bei der Auswahl des angeführten Schrifttums wurde Wert darauf gelegt, anhand von Beispielen aus der Grundlagenforschung - jedoch mit Bezug zu Fragestellungen aus der Reaktortechnik - zwischen fremdangeregten, bewegungskontrollierten und selbsterregten strömungsverursachten Strukturschwingungen zu unterscheiden. Die mitgeteilten Untersuchungen an Reaktoranlagen informieren über die Bedeutung die der Entwicklung von Schwingungsüberwachungssystemen während des Leistungsbetriebs beigemessen wird. Nach Wissen des Verfassers wurde über Untersuchungen von fluidelastischen Erscheinungen an maßstäblich verkleinerten Druckwasser-Reaktormodellen bislang nur im Zusammenhang mit der SAFRAN-Testanlage ausführlicher und der Öffentlichkeit zugänglich berichtet.

Ein Ausgangspunkt für die Anregung zu der vorliegenden Arbeit waren die an Großanlagen aufgetretenen Schwierigkeiten mit dem Thermischen Schild. Aufbauend auf einer entwickelten fluidelastischen Modellvorstellung konnte die Ursache für das instabile Verhalten dieses Bauteils aufgezeigt werden. Das Ergebnis lehrt, daß einer möglichen Gefährdung der Struktur durch die Strömung insbesondere mit steif ausgeführten Konstruktionen begegnet werden kann.

Um die strömungsverursachte Anregung von den Reaktionsanteilen der Strukturbewegung zu trennen, wurden Versuche mit

Luft und Wasser als Strömungsmedium in zwei Modell-Versuchsanlagen durchgeführt. Die an verschiedenen Positionen gemessenen Wand-Druckspektren zeigen für beide Modelle im untersuchten Bereich, daß nur von der Strömungsturbulenz ein nennenswerter Anregungsbeitrag zu erwarten ist. Strömungsangeregte akustische Erscheinungen konnten nur in der mit Luft betriebenen Anlage nachgewiesen werden; sie sind jedoch, wie aufgezeigt, beim Übergang zum Strömungsmedium Wasser bedeutungslos.

Mit Hilfe der Ähnlichkeitsmechanik konnten unter Einhaltung der Strouhal-Zahl die an beiden Modellanlagen gemessenen turbulenten Anteile in den Wand-Druckspektren mit befriedigender Genauigkeit ineinander umgerechnet werden. Auch experimentell wurde nachgewiesen, daß die Reynolds-Zahl für die Strömungsanregung von untergeordneter Bedeutung ist. Die für zwei Meßpositionen vorgenommene Umrechnung des Turbulenzpegels von Wand-Druckschwankungen aus den Modellversuchen auf die jeweils geometrisch ähnliche Großausführung zeigen einerseits eine recht gute, andererseits eine schlechte Übereinstimmung mit den Meßergebnissen an Großanlagen. Eine fundiertere Beurteilung ist nur nach Veröffentlichung weiterer Meßergebnisse von den entsprechenden Großanlagen möglich.

Auf Grund der ähnlichkeitsmechanischen Forderung nach gleichen Strömungsgeschwindigkeiten in der Modell- und Großanlage (gleicher Frequenzmaßstab für die Struktur und das Fluid) steht für die strömungsverursachte Anregung der Schwingungs-Modes im Modell eine geringere Anregungsenergie zur Verfügung. Infolgedessen waren strömungsverursachte Strukturbewegungen am fluidelastischen Modell kaum meßbar und somit Strukturbewegungsanteile in den Druckspektren so gut wie nicht nachweisbar. Aus den durchgeführten Standschwingversuchen ergab sich jedoch für das gekoppelte System Druckbehälter/Kernbehälter z.B., daß die im Modell erwartete Frequenzverschiebung sehr gut mit den Meßergebnissen an der Großanlage übereinstimmt.

9. Verwendete Formelzeichen und Symbole

9.1 Formelzeichen

Lateinische Buchstaben

A	Fläche
a	Schallgeschwindigkeit
a	Länge (s.S.41)
a	Summand (s.S.97)
B_e	Analysierbandbreite (s.S.79)
b	Länge (s.S.41)
b	Exponent (s.S.49)
b	Faktor (s.S.97)
c	Länge (s.S.41)
c_a	Auftriebsbeiwert (s.S.18)
c_q	Quertriebsbeiwert (s.S.18)
c_w	Widerstandsbeiwert (s.S.18)
D	Rohrdurchmesser
D	Dämpfungsenergie (s.S.50)
$\underline{D}$	Dämpfungsblock (s.S.39)
d	spezifische Dämpfungsenergie (pro Volumeneinheit) (s.S.50)
E	Elastizitätsmodul
F	Kraft
F_a	Auftriebskraft (s.S.18)
F_q	Quertriebskraft (s.S.18)
F_w	Widerstandskraft (s.S.18)
f	Frequenz
g	Erdbeschleunigung
H	Höhe
$\underline{H}$	Fluidblock (s.S.39)
I	Flächenträgheitsmoment
$\underline{I}$	Massenträgheitsblock (s.S.39)
i	imaginäre Einheit
K	Faktor (s.S.9)
K	Drehfedersteifigkeit (s.S.41)
L	charakteristische Länge, Rohrlänge
l	Länge

M	Masse
M*	virtuelle Masse pro Meter (s.S.9)
m	Masse des Rohres pro Meter (s.S.9)
m	Zählvariable
Ma	Machzahl
n	Drehzahl
n	Zählvariable
p	Druck
$\dot{Q}$	Volumendurchsatz
q	Staudruck
$\underline{R}$	Rückkopplungsblock (s.S.39)
r	Längekoordinate (s.S.42)
Re	Reynolds-Zahl
S	Spektraldichte (s.S.49 und 79)
$\underline{S}$	Steifigkeitsblock (s.S.39)
Sr	Strouhal-Zahl
T	Moment
T	Meßzeit
t	Zeit
t	Teilung
U	mittlere Strömungsgeschwindigkeit
u	örtliche Strömungsgeschwindigkeit
u	Faktor (s.S.9)
$\hat{u}$	Variable (s.S.43)
x	Längenkoordinate
x	Meßsignal (s.S.78)
y	Längenkoordinate

Griechische Buchstaben

α	Eigenwert
α	Anstellwinkel (s.S.18)
β	Faktor (s.S.9)
δ	Schwingungsamplitude in Rohrmitte (s.S.9)
δ	logarithmisches Dekrement
ε	Dehnung
ε	normierter RMS-Fehler des Meßsignals (s.S.79)

θ Massenträgheitsmoment
ϑ Temperatur
λ Wellenlänge
ν Zähigkeit (s.S.9)
ν Querkontraktionszahl (s.S.46)
ξ Schwingungsamplitude
ρ Dichte
τ Schubspannung
φ Drehwinkel
ω Winkelgeschwindigkeit
Σ dimensionslose Spannung
σ Spannung

9.2 Indizes

a außen
b Biblis (Kapitel 7.3.2)
f Fluid
g gesamt
h hydraulisch
i innen
L Loop
l Luft
m mittel
n natürlich, Eigen-
p Druck
r random (s.S.79)
R Ringspalt
rel relativ
s Struktur
s Stade (Kapitel 7.3.2)
V Ventilator
w Wasser (s.S.116)
∞ im Unendlichen
τ infolge von Schubspannungen

9.3 Symbole

d totales Differential
∂ partielles Differential

lim	Grenzwert, Limes
Ø	Funktional
Δ	Differenz
Δ	Laplace Operator
$\bar{\ }$	gemittelt, Mittelwert von
'	Realteil
"	Imaginärteil
˙	Differentiation nach der Zeit
m	als Exponent geschrieben: Maßstabsfaktoren

10. Literaturverzeichnis

[1] Fung, Y.C.: An Introduction to the Theory of Aeroelasticity. J. Wiley & Sons, Inc., New York, 1955

[2] Bisplinghoff, R.L., Ashley, H.: Principles of Aeroelasticity. J. Wiley & Sons, Inc., New York, 1962

[3] Försching, H.W.: Grundlagen der Aeroelastik. Springer Verlag, Berlin, 1974

[4] Sachs, P.: Wind Forces in Engineering. Pergamon Press, Oxford, 1972

[5] Petersen, C.P.: Aerodynamische und seismische Einflüsse auf die Schwingungen insbesondere schlanker Bauwerke. VDI-Verlag, Düsseldorf, 1971

[6] Heckl, M., Müller, H.A.: Taschenbuch der Technischen Akustik. Springer Verlag, Berlin, 1975

[7] Beranek, L.L.: Noise and Vibration Control. McGraw-Hill Book Company, New York, 1971

[8] Morse, P.M., Ingard, K.U.: Theoretical Acoustics. McGraw-Hill Book Company, New York, 1968

[9] Naudascher, E. (Herausgeber): Flow-Induced Structural Vibrations. IUTAM/IAHR Symposium, Karlsruhe 1972. Springer-Verlag, Berlin, 1974

[10] UK ATOMIC ENERGY AUTHORITY, Windscale, National Physical Laboratory, Teddington: Vibration Problems in Industry. Internat.Symposium, Keswick/England, 1973

[11] Voj. P. (Herausgeber): Experimentiertechnik auf dem Gebiet der Thermo- und Fluiddynamik, Teil 3: Schwingungs- und Geräuschmeßtechnik. Kerntechnische Gesellschaft im DATF, Proceedings der Fachtagung in Garching/BRD, 1979

[12] Kernkraftwerk Biblis. Sonderdruck: Atomwirtschaft XIX/8-9 (1974), S. 406-438

[13] Klapp, E.U.: Verfahren zur Beurteilung der Bauteilfestigkeit und zur Apparateauslegung. Chemie-Ing.-Techn. 46 (1974) 10, S. 405-411

[14] Pink, W., Dio, W.H., Kim, J.D., Stölben, H.: Untersuchungen der Kerneinbauten des KKW Stade zum Nachweis ihrer Betriebsfestigkeit. Reaktortagung, Hamburg, 1972

[15] Klapp, E.U.: Neuere Schwingungsphänomene in Apparaten und Anlagen. Chemie-Ing.-Tech. 44 (1972) 8, S. 521-526

[16] Keller, W.: Standardisierung von Druckwasserreaktoren - eine technologische und ökonomische Notwendigkeit. TÜ 17 (1976) 3, S. 77-82

[17] Baker, W.E., Westime, P.S., Dodge, F.T.: Similarity Methods in Engineering Dynamics. Hayden Book Company Inc., New Jersey, 1973

[18] Leadbetter, S.A., Leonhard, H.W., Brock, E.J.: Design and Fabrication Considerations for a 1/10 - Scale Replica Model of the Apollo/Saturn V. NASA TN D-4138, 1967

[19] Penning, F.A.: Use of Dynamic Scale Models to Determin Launch Vehicle Characteristics. NASA-CR-102280, 1969

[20] Bohnstedt, H.J.: Betriebsüberwachung von Kernkraftwerkskomponenten durch Geräusch- und Schwingungsanalyse. EURATOM-Bericht EUR5036e, 1974

[21] Wach, D.: Der Informationsgehalt der Rauschsignale von Druckwasserreaktoren im Hinblick auf das Schwingungsverhalten der Druckgefäß-Einbauten (Voruntersuchungen am KWO). Laboratorium für Reaktorregelung und Anlagensicherung Garching, MRR 111, 1972

[22] Bauernfeind, V.: Periodic Fluctuations in PWR and their Importance in the Vibrativ Behaviour of Reactor Internals. Laboratorium für Reaktorregelung und Anlagensicherung Garching, MRR 135, 1974

[23] Bauernfeind, V.: Vibration and Pressure Signals as Sources of Information for an On-Line Vibration Monitoring System in PWR Power Plants. Nuclear Engineering and Design 40 (1977), S. 403-420

[24] Knödler, D., Ruf, R.: Schwingungsuntersuchungen an den Kerneinbauten KWO. Atomwirtschaft 13 (1968), S. 535-543

[25] Daubert, A., et al: Analyse des principales instabilités hydrauliques et des problèmes hydro-élastiques dans les réacteurs à eau pressurissée. La Houille Blanche 5 (1971), S. 447-450

[26] Addae, A.K., Fenech, H.: Experimental Determination and Analysis of Vibrations Induced by the Near-Field Flow Noise in Tubes. Proceedings of the Conference on Flow-Induced Vibrations in Reactor System Components, Argonne National Laboratory, ANL-7685, (1970), S. 32-46

[27] Gaube, E.: Schwingungen im Chemiebetrieb, Chemie-Ing.-Tech. 51 (1979) 1, S. 14-22

[28] Wambsganss, M.W.: Vibration of Reactor Core Components. Reactor and Fuel-Processing Technology 10 (1967) 3, S. 208-219

[29] Böhm, G.J.: Analytical Problems with Core Support Structure of PWR. Nuclear Engineering and Design 18 (1972), S. 305-321

[30] Proceedings of the Conference on Flow-Induced Vibrations in Reactor System Components. Argonne National Laboratory, Argonne/Illinois, ANL-7685, 1970

[31] Paidoussis, M.P.: An Experimental Study of Vibration of Flexible Cylinders Induced by Nominally Axial Flow. Nucl. Sci.Eng. 35 (1969), S. 127-138

[32] Appelt. K.D., Kadlec, J., Krüger, W., Ohlmer, E., Schwemmle, R.: Experimental Investigation of Loop Caused Influences on Parallel Flow-induced Vibration of Fuel Pins. Kernforschungszentrum Karlsruhe, KFK 1385, EUR 4574e, März, 1971

[33] Robson, J.D.: Random Vibration. Elsevier Publishing Comp., Amsterdam, London, New York, 1964

[34] Ohlmer, E., Russo, S., Schwemmle, R.: Untersuchung der hydrodynamischen Schwingungsanregung an einem einfachen Stabmodell unter achsparalleler Wasserströmung. EUR 4771d, Forschungsanstalt Ispra-Italien (1972)

[35] Ohlmer, E., Schwemmle, R.: Investigation on Vibration Behaviour and Driving Forces for Fuel Element Models in Parallel Flow. 2nd Intern.Conf.on Structural Mechanics in Reactor Technology, Berlin, 10.-14. Sept. 1973

[36] Chen, S., Wambsganss, M.W.: Parallel-flow-induced Vibration of Fuel-Rods. Nucl. Eng.Des. 18 (1972), S. 253-278

[37] Fung, Y,C.: Fluctuating Lift and Drag Action on a Cylinder in a Flow at Supercritical Re-Numbers. Journal of Aerospace Sciences 27 (1960) 11, S. 801-804

[38] Chenoweth, J.M.; Kistler, R.S.: Tube Vibrations in Shell and Tube Heat Exchangers. AICHE-ASME 15th National Heat Transfer Conference, San Francisco, 1975

[39] Gorman, D.J.: Experimental Developtment of Design Criteria to limit Liquid Cross-Flow-Induced Vibration in Nuclear Reactor Heat Exchange Equipment. Nuclear Science and Engineering 61 (1976), S. 324-336

[40] Chen, Y.N.: Strömungserregte Schwingungen in Rohrbündelwärmetauschern. Kerntechnische Gesellschaft im DATF, Proceedings der Fachtagung in Garching/BRD, 1979, Teil 3, S. 211-224

[41] Cole, G.H.A.: Fluid Dynamics. Methuen & Co. LTD., London, 1962

[42] Toebes, G.H.: Lift and Strouhal Frequency for Bluff Shapes in Constricted Passages. Proceedings of the Conference on Flow-Induced Vibrations in Reactor-System Components. Argonne National Laboratory, ANL-7685, S. 225-247

[43] Berger, E.; Wille, R.: Periodic Flow Phenomena. Annual Review of Fluid Mechanics, Palo Alto/Californien, 4 (1972), S. 313-340

[44] Försching, H.: Zur theoretischen Behandlung aeroelastisch erregter Schwingungen kreiszylindrischer Konstruktionen bei periodischer Wirbelanregung.
Z. Flugwiss. 18 (1970) 9/10, S. 347-359

[45] Roshko, A.: On the Development of Turbulent Wakes from Vortex Streets.
NACA, Tech. Note 2913, (1953)

[46] Gowda, L.: Some Measurements on the Phenomenon of Vortex Shedding and Induced Vibrations of Circular Cylinders.
Deutsche Forschungs- und Versuchsanstalt für Luft- und Raumfahrt, DLR-FB 75-01, 1975

[47] Chen, Y.N.: Flow Induced Vibration and Noise in Tube-Bank Heat Exchangers Due to von Karmán Streets.
Transactions of the ASME, Series B, Vol. 90, Journal of Engineering for Industry (1968), S. 134-146

[48] Fitz-Hugh, J.S.: Flow-Induced Vibration in Heat Exchangers.
Intern. Symposium on Vibration Problems in Industry, Keswick/England (1973), Paper No. 427

[49] Pettigrew, M.J.; Sylvestre, Y.; Campagna, A.O.: Flow-Induced Vibration Analysis of Heat Exchangers and Steam Generator Designs.
Intern. Conference on Structural Mechanics in Reactor Technology, San Francisco (1977), Paper F6/1

[50] Klapp, E.; Ernst, R.: Schwingungssichere Auslegung von Rohrbündelapparaten. AIF-Forschungsvorhaben Nr. 2767, 1977

[51] Klapp, E.; Hartermann, R.-U.; Schulz, P.: Modellversuche zum Strömungsvorhaben Schwingungsverhalten. Beitrag zum BMFT-Förderungsvorhaben RS 218, 1978

[52] Groß, H.-G.: Untersuchung aeroelastischer Schwingungsmechanismen und deren Berücksichtigung bei der Auslegung von Rohrbündelwärmetauschern. Dissertation TU Hannover (1975)

[53] Mair, W.A.; Maull, D.J.: Bluff Bodies and Vortex Shedding - A Report on Euromech. 17 J. Fluid Mech. 45 (1971) 2, S. 209-224

[54] Novak, M.: Galloping Oscillations of Prismatic Structures Proceedings of the American Society of Civil Engineers 98 (1972) EM1, S. 27-46

[55] Försching, H.: Aeroelastisch instabile Widerstandsprofile. Ingenieur-Archiv 40 (1971), S. 68-80

[56] Harris, C.M.; Crede, C.E.: (Herausgeber) Shock and Vibration Handbook. McGraw-Hill Book Company, New York, 1976 (Kapitel 29-2)

[57] Parkinson, G.V.; Brooks, N.P.: On the Aeroelastic Instability of Bluff Cylinders. J. Appl.Mech. 83 (1961), S. 252-264

[58] Den Hartog, J.P.; Mesmer, G.: Mechanische Schwingungen. Springer Verlag, Berlin, 1952

[59] Huthloff, E.: Untersuchung periodischer Wirbelablösungen und Kräfte an schlanken scharfkantigen Körpern. Dissertation TU Hannover, 1972

[60] Rosenmeier, G.: Winddruckprobleme bei Bauwerken. Springer Verlag, Berlin, 1976

[61] Magnus, K.: Schwingungen Teubner Verlag, Stuttgart, 1969

[62] Miller, D.R.; Kennison, R.G.: Theoretical Analysis of Flow-Incluced Vibrations of a Blade Suspended in a Flow Channel. American Society of Mechanical Engineers (Annual meeting), New York, 1966, Paper Nr. 66-Wa/NE-1

[63] Zanoni, E.A.; Lowe, P.A.: Stability Analysis of a Rigid Blade in Parallel Fluid Flow. Argonne National Laboratory, Argonne/Illinois, ANL-7685, 1970, S. 321-334

[64] Lowe, P.A.; Zanoni, E.A.: A Stability Calculational Procedure for Flow-Induced Vibrations of Reactor Internals. American Nuclear Society Meeting, Idaho Falls, 1971, S. 356-359

[65] Wehling, H.-J.: Schwingungsmessungen am Primärkreislauf von KWU-Druckwasserreaktoren. Kerntechn. Gesellschaft im DATF, Proceedings der Fachtagung in Garching/BRD, Teil 3, 1979, S.105-116

[66] Domm, U.; Dernedde, R.: Über eine Auswahlregel für die Lauf- und Leitschaufeln von Kreiselpumpen. KSB Technische Berichte, Heft 9

[67] Penzes, L.E.: Theorie of Pump Induced Pulsating Coolant Pressure in Pressurized Water Reactors. 2nd Intern. Conf. on Structural Mechanics in Reactor Technology, Berlin, 10.-14. Sept. 1973

[68] Osterle, B.; Kim, J.D.; Stölben, H.: Experimental and Theoretical Investigations of Flow-Induced Vibrations in Nuclear Components of PWR. International Symposium on Vibration Problems in Industry, Keswick/England (1973), Paper No. 527

[69] Dragt, J.B.; Türkcan, E.: Measurements of Vibration-Induced In-Core and Excore Neutronic Noise and Related Primary Coolant Pressure Noise in a PWR. Kerntechn. Gesellschaft im DATF, Proceedings der Fachtagung in Garching/BRD, Teil 3, 1979, S. 351-375

[70] Baylac, G.; Gibert, R.-J.; Livolant, M.: Calcul de l'amplification acoustique dans les circuits complexes: Application aux vibrations des échangeurs du réacteur Chinon III. La Houille Blanche, 5 (1971), S. 407-427

[71] Bauernfeind, V.; Sunder, R.: Korrelationsanalysen zur Ermittlung des Schwingungsverhaltens von DWR-Komponenten. Kerntechn. Gesellschaft im DATF. Proceedings der Fachtagung in Garching/BRD, Teil 3, 1979, S. 325-339

[72] Bauernfeind, V.; Dio, W.H.; Pink, W.: Importance and Use of In-Core-Vibration and Pressure Measurements for Determination of Correct Behaviour of Pressure Vessel Internals. Nuclear Power Plants Control and Instrumentation, Prague, Jan. 1973

[73] Daubert, M.M.A.; Pugnet, L.; Boulot, F.: On a Global Hydraulic Instability in the Vessel of a Pressurized-Water Reactor. IUTAM/IAHR Symposium on Flow-Induced Structural Vibrations, Karlsruhe 1972, Paper A7

[74] Assedo, R.; Cauquelin, C.; Dubourg, M.: The SAFRAN Test Loop: Model Experimentation and Analysis of Flow-Induced Vibrations of P.W.R. Reactor Internals. 2nd Intern. Conf. on Structural Mechanics in Reactor Technology, Berlin (1973), Paper E 5/2

[75] Assedo, R.; Dubourg, M.; Livolant, M.; Epstein, A.: Vibration Behaviour of PWR Reactor Internals; Model Experiments and Analysis. 3rd Intern. Conf. on Structural Mechanics in Reactor Technology, London (1975), Paper F 1/7

[76] Assedo, R.; Epstein, A.; Gibert, R.J.; Livolant, M.: Synthesis of Vibration Studies on a Three Loop PWR Internals Model. 4th Intern. Conf. on Structural Mechanics in Reactor Technology, San Francisco (1977), Paper F 5/3

[77] Riveneas, U.: Design and Acoustic Tests of a Dynamic Scaled Nuclear Reactor Gas Circuit Structure. Dissertation University of Southampton, 1972

[78] Manning, J.E.; Remington, J.P.: Statistical Energy Methods. National Aeronautics and Space Administration, Goddard Space Flight Center, Greenbelt/Maryland; Contract No. NAS5-21020, BBN Report No.2064, 1971

[79] Chen, Y.N.; Florjancic, D.; Stürchler, R.: Instabilität des hydraulischen Systems einer Kreiselpumpenanlage infolge Rückkopplung der Strömung in der Druckleitung. 3Rinternational 18 (1979) 2, S. 136-143

[80] Cohan, L. J.; Deane, W.J.: Elimination of Destructive, Self-Excited Vibrations in Large, Gas and Oil-Fired Utility Units. Transactions of the ASME, Journal of Engineering for Power, April 1965, S. 223-228

[81] Oldekop, W.: Druckwasserreaktoren für Kernkraftwerke. Verlag Karl Thiemig, München, 1974

[82] Skladner, M.F.; Sheinin, I.S.: On Flow-Induced Structural Oszillations. UITAM/IAHR Symposium on Flow-Induced Structural Vibrations, Karlsruhe 1972, Paper C2

[83] Leonard, W.: Diskrete Regelsysteme. Bibliographisches Institut, Mannheim, 1972

[84] Bendat, J.S.; Piersol, A.G.: Random Data: Analysis and Measurement Procedures Wiley-Interscience, New York, 1971

[85] Hoermann, H.: Ein schnell arbeitendes Digitalverfahren zur Spektralanalyse für große Frequenzbereiche
Laboratorium für Reaktorregelung und Anlagensicherheit, Garching/BRD, MRR101, 1972

[86] Lighthill, M.J.: On Sound Generated Aerodynamically; II. Turbulence as a Source of Sound.
Proc. Roy. Soc., London, 222 (1954), S. 1-33

[87] Curle, N.: The Influence of Solid Boundaries upon Aerodynamic Sound
Proc. Roy. Soc., London, 231 (1955), S. 505-514

[88] Goldstein, M. E.: Aeroacoustics.
McGraw-Hill Book Company, New York, 1976

[89] Ungar, E.E.: The Status of Engineering Kwoledge Concerning the Damping of Built-Up Structures.
Journal of Sound and Vibration, 26 (1973) 1, S. 141-154

[90] Lundgren, T.S.: Turbulent Pipe and Channel Flow
Physics of Fluids, 14 (1971) 2, S. 225-230

[91] Beavers, G.S.; Plunkett, R.: Modeling of Flow-Induced Vibrations in Heat Exchangers and Nuclear Reactors.
Transactions of the ASME, Journal of Fluids Engineering, Dec. 1974, S. 358-364

[92] Kraftwerk Union, Erlangen
Theoretische und experimentelle Untersuchungen zur Weiterentwicklung des Druckwasser- und Siedewasserreaktors
Förderungsvorhaben: BMFT RB 83 I/KWU 64, Dez. 1976

L e b e n s l a u f

geboren am	24. 12. 1942
in	Braunschweig
Eltern	Kurt Hartermann, Drogist Hildegard Hartermann, geb. Rose
Volksschule	1942 - 1953
Gymnasium	1953 - 1962
Bundeswehr	1962 - 1964 Leutnant d.R.
Studium	WS 1964/65 - WS 1971/72 Maschinenbau /TU Braunschweig
Wissenschaftl. Mitarbeiter	1972 - 1974 Institut für Apparatebau und Anlagentechnik / TU Clausthal 1974 - 1979 Lehrstuhl für Apparatetechnik und Anlagenbau /Universität Erlangen-Nürnberg
verheiratet	seit 27. 09. 1974 mit Jutta Hartermann, geb. Ehlert; Kinder: Anne-Katrin und Daniel
Industrietätigkeit	seit 01. 05. 1981

D. GRÄBNER

DISSERTATIONS U. OFFSETDRUCKEREI

Götenstraße 3
8602 Altendorf bei Bamberg
Telefon: 09545/8791